

João Paulo Rossetto

**ANÁLISE DE FONTES DE ERRO NA MEDIÇÃO DE VAZÃO
MÁSSICA EM ENSAIOS DE COMPRESSORES DE
REFRIGERAÇÃO**

Dissertação submetida ao Programa de
Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
da Universidade Federal de Santa Catarina
para a obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Carlos Alberto Flesch,
Dr. Eng.

Florianópolis
2014

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor, através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Rossetto, João Paulo

Análise de fontes de erro na medição de vazão mássica em ensaios de compressores de refrigeração / João Paulo Rossetto ; orientador, Carlos Alberto Flesch - Florianópolis, SC, 2014.
142 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Ensaios de desempenho de compressores de refrigeração. 3. Medição de vazão mássica. 4. Medição de capacidade de refrigeração. I. Flesch, Carlos Alberto. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

João Paulo Rossetto

**ANÁLISE DE FONTES DE ERRO NA MEDIÇÃO DE VAZÃO
MÁSSICA EM ENSAIOS DE COMPRESSORES DE
REFRIGERAÇÃO**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 18 de setembro de 2014.

Prof. Carlos Alberto Flesch, Dr. Eng.
Orientador

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Júnior, Dr. Eng.
Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Banca Examinadora:

Prof. Carlos Alberto Flesch, Dr. Eng.
Presidente

Prof. Marco Aurélio de Oliveira, Dr. Eng.
Unisociesc

Prof. Saulo Güths, Dr.
UFSC

Prof. Tiago Loureiro Figaro da Costa Pinto, Dr. Eng.
UFSC

Este trabalho é dedicado aos meus
queridos pais e esposa.

AGRADECIMENTOS

A Deus por tudo.

À minha esposa, Elaine Cristina, pelo incentivo, pelo companheirismo e sobretudo pelo amor .

Aos meus pais Valdir e Marina, pelo forte incentivo ao estudo, pelos ensinamentos contínuos e pelo exemplo de honestidade.

Ao meu orientador, Professor Carlos Alberto Flesch, pela orientação, pelo apoio e pelo exemplo de profissionalismo.

Ao Julio Nelson Scussel, pelo incansável suporte e pelas muitas contribuições.

Aos membros da banca, pela prestimosa disponibilização para avaliar este trabalho.

Aos Professor Rodolfo César Costa Flesch e Cesar Alberto Penz, pelas contribuições, pela amizade e pelo suporte, sempre que deles precisei.

Aos colegas de trabalho Filipe Schmitz, Diogo Rodrigo Moser, Lucas Bornelli e Eduardo Tereza, pelo direto envolvimento com o trabalho.

Aos colegas, Marcelo Knies, Moises Lungareze Neto, Cícero Borba Walendowski e Thiago Hoffmann, pelas longas jornadas de estrada e estudo.

Aos meus colegas de trabalho dos times dos laboratórios de Acústica, Avaliação e Mecânica, pelo companheirismo e por estarem sempre prontos a ajudar.

A todos os não citados que contribuíram de alguma forma para a realização deste trabalho.

“Há mais pessoas que desistem do que
pessoas que fracassam”

Henry Ford.

RESUMO

O ensaio de desempenho energético, no qual são medidos capacidade de refrigeração e potência elétrica consumida, é um dos mais importantes para pesquisa e desenvolvimento e para controle da qualidade na fabricação de compressores de refrigeração. Para atender requisitos normatizados, a capacidade de refrigeração deve ser medida simultaneamente por dois equipamentos de medição independentes. São equipamentos típicos: calorímetro de fluido secundário; medidores de vazão mássica baseados na força inercial de Coriolis, instalados na fase líquida. A análise realizada no âmbito deste trabalho mostrou que a diferença de resultados entre os dois equipamentos de medição podem ser da ordem de 3% do valor medido, o que é aceitável por normas, mas geralmente inaceitável para a indústria, em especial quando a medição é destinada a atividades de pesquisa e desenvolvimento. Observou-se também que tais diferenças podem ter comportamento fortemente sistemático. Como parte deste trabalho foram projetados e construídos os aparatos físicos necessários e foi realizada ampla análise experimental envolvendo os fenômenos físicos identificados como críticos em termos de contribuição para a incerteza de medição em cada um dos dois métodos de medição. Ênfase foi dada na análise das possíveis contribuições de caráter sistemático. Os experimentos realizados permitiram concluir que as principais contribuições para a ocorrência de variações sistemáticas são provenientes de condições de operação do ensaio e de características construtivas do painel de ensaio.

Palavras-chave: ensaios de desempenho de compressores; medição de vazão mássica; medição de capacidade de refrigeração; fluxímetro Coriolis; calorímetro de fluido secundário.

ABSTRACT

The electrical performance test, which goal is to measure cooling capacity and active power consumption, is one of the most important tests of refrigerant compressors for both Research & Development and quality control in the manufacturing. To meet standardized requirements, cooling capacity must be measured simultaneously by two independent measuring methods. Typical equipment are: secondary fluid calorimeter; and mass flowmeter based on the Coriolis inertial force, installed in the liquid phase. Analysis performed in this work showed that the difference in results between two measurement equipment can reach 3% of the measured value, which is acceptable by international standards, but generally unacceptable in industry, especially when the measurement is intended to be used for research & development purposes. It was also observed that such differences may have a systematic behavior. As part of this work, physical devices were designed and built in order to allow a wide experimental analysis involving physical phenomena identified as critical in terms of contribution to the measurement uncertainty in each of the two measuring methods. Emphasis was placed on analyzing the possible systematic contributions. The experiments showed that the main contributions to the occurrence of systematic variations come from operating conditions of the test and constructive characteristics of the panel.

Keywords: compressors performance tests; mass flow measurement; cooling capacity measurement; Coriolis flowmeter; secondary fluid calorimeter.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Diferenças de resultados entre diferentes laboratórios	29
Figura 2 - Ciclo de Carnot.....	36
Figura 3 - Esquema geral de um circuito de refrigeração (16).....	37
Figura 4 - Diagrama p-h do circuito de refrigeração	38
Figura 5 - Exemplo de apresentação externa de um compressor hermético (19)	39
Figura 6 - Esquema de um compressor hermético (16).....	40
Figura 7 - Diagrama p versus h	44
Figura 8 - Arquitetura da painel (34).....	46
Figura 9 - Circuito de refrigeração do painel de ensaios de desempenho	49
Figura 10 - Circuito de refrigeração para o método F (2)	55
Figura 11 - Diagrama p versus h - método F (2)	55
Figura 12 - Visão geral de um fluxímetro comercial (46).....	57
Figura 13 - Divisor de fluxo (46)	58
Figura 14 - Representação das ondas sinusoidais das bobinas captoras (46)	59
Figura 15 - a) Com ausência de fluxo b) Com presença de fluxo (46)..	59
Figura 16 - Efeito Coriolis (47).....	60
Figura 17 - Calorímetro de fluido secundário (vista lateral)	63
Figura 18 - Calorímetro de fluido secundário (vista superior)	64
Figura 19 - Circuito de refrigeração método A (2).....	66
Figura 20 - Diagrama p versus h - calorímetro de fluido secundário (2)	67

Figura 21 - Possíveis causas de erros sistemáticos na medição de vazão mássica.....	72
Figura 22 - Esquema geral da bancada de calibração usual	73
Figura 23 - Esquema geral da bancada de calibração desenvolvida	74
Figura 24 - Bancada de calibração desenvolvida	75
Figura 25 - Calibração de vazão em 1 kg/h.....	76
Figura 26 - Calibração de vazão em 1,5 kg/h.....	77
Figura 27 - Intervalo de confiança da taxa de vazão de óleo	79
Figura 28 - Efeito da variação térmica sobre a medição de vazão mássica à vazão zero	81
Figura 29 - Variação da vazão mássica em vazão zero com temperatura constante	82
Figura 30 - Variação de medição de vazão com uso de fonte de alimentação chaveada	83
Figura 31 - Variação da vazão ligando a ventilação da estufa	84
Figura 32 - Montagem do fluxímetro e <i>shaker</i>	85
Figura 33 - Medição de aceleração durante o <i>sweep</i>	85
Figura 34 - Fluxímetro excitado entre (20 e 2000) Hz.....	86
Figura 35 - Fluxímetro excitado entre 40 e 120 Hz	86
Figura 36 - Histograma na frequência de 20 Hz	87
Figura 37 - Histograma na frequência de 98 Hz	87
Figura 38 - Medição da aceleração do fluxímetro instalado em painel de desempenho.....	88
Figura 39 - Pareto com ruído branco.....	88
Figura 40 - Variação de medição mássica instantânea.....	89
Figura 41 - Histograma da diferença de medição entre os métodos	90

Figura 42 - Resultado do DOE	93
Figura 43 - Efeitos individuais de cada variável	94
Figura 44 - Diferença % de medição de potência elétrica do calorímetro	96
Figura 45 - Diferença na medição de vazão com uso dos fatores 1,4 W/°C e 1,7 W/°C.....	102
Figura 46 - Diferença entre temperatura do calorímetro e ambiente...	102
Figura 47 - Temperatura ambiente em diferentes ensaios.....	104
Figura 48 - Média de temperatura em diferentes ensaios.....	104
Figura 49 - Diferença de medição de temperatura estabilizada - pressão versos Pt100	106
Figura 50 - Medição de temperatura dinâmica.....	106
Figura 51 - Conector de temperatura atual.....	107
Figura 52 - Medição de temperatura de entrada e saída do calorímetro	108
Figura 53 - Poço térmico projetado e fabricado	109
Figura 54 - Diferença de temperatura de entrada do calorímetro entre termopar e Pt100	110
Figura 55 - Impacto na medição de vazão mássica pela diferença de temperatura de entrada do calorímetro.....	110
Figura 56 - Diferença de temperatura de saída do calorímetro entre termopar e Pt100	111
Figura 57 - Impacto na medição de vazão mássica pela diferença de temperatura de saída do calorímetro	111
Figura 58 - Diferença da temperatura interna com temperatura de saída com Pt100 e com termopar.....	113
Figura 59 - Medição de pressão de descarga e entrada do calorímetro	114

Figura 60 - Impacto na medição de vazão mássica utilizando duas referência de medição de pressão na linha de descarga	115
Figura 61 - Diferença de pressão entre sucção e saída do calorímetro	116
Figura 62 - Medição de pressão de sucção e saída do calorímetro	116
Figura 63 - Impacto na medição de vazão mássica utilizando duas referência de medição de pressão na linha de sucção	117
Figura 64 - Temperatura interna do calorímetro	118
Figura 65 - Potência elétrica fornecida ao calorímetro	118
Figura 66 - Diferentes períodos de término do ensaio comparado com o ensaio original de 45 minutos	119
Figura 67 - Variação da vazão em diferentes momentos no período de regime de 45 minutos	120
Figura 68 - Impacto na medição de vazão mássica devido a diferença de temperatura de entrada do compressor	122
Figura 69 - Diferenças na medição de vazão mássica entre as versão 7 e 9 do Refprop	124
Figura 70 - Principais variações na medição de vazão mássica	128

LISTA DE ABREVIATURAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ANSI	<i>American National Standards Institute</i>
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i>
CEN	<i>European Committee for Standardization</i>
COP	coeficiente de performance
DOE	<i>design of experiments</i>
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
LIMS	<i>Laboratory Information Management System</i> (Sistema de Gestão de Informação de Laboratório)
MGE	medidor de grandezas elétricas
P&D	pesquisa e desenvolvimento
PXI	<i>PCI extension for instrumentation</i>
R134a	refrigerante tetrafluoretano
R600a	refrigerante isobutano
RTD	<i>resistance temperature detectors</i>
SCXI	<i>signal conditioning extension for instrumentation</i>
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina

LISTA DE SÍMBOLOS

c	calor específico
c_0	calor específico do óleo
C	capacidade térmica
dE	diferencial de energia do sistema
dQ	diferencial de calor
dS	diferencial de entropia
dt	intervalo de tempo
dV	diferencial de volume
E_{entrada}	energia que entra no sistema
$E_{\text{saída}}$	energia que sai do sistema
f	frequência da tensão de alimentação
F_1	fator de perda do calorímetro
f_a	frequência da tensão de alimentação no ensaio
h_{f1}	entalpia específica do refrigerante líquido saturado à pressão específica de saída do compressor
h_{f2}	entalpia específica do refrigerante líquido sub-resfriado que entra na válvula de expansão
h_{g1}	entalpia específica de vapor de refrigerante que entra no compressor nas condições determinadas para o ensaio

h_{g2}	entalpia específica de vapor superaquecido de refrigerante na saída do calorímetro
k	fator de correção em caso de variação da vazão mássica medida pelo fluxímetro antes e depois do degrau de temperatura
m_f	massa total final
m_i	massa total no instante inicial do regime
p	pressão
P	potência elétrica corrigida entregue ao compressor
P_a	potência elétrica real entregue ao compressor
pV	produto da pressão pelo volume do sistema
Q	quantidade de calor
Q	densidade do refrigerante correspondente à temperatura e pressão na qual o fluxo é medido
q_{mf}	vazão mássica de refrigerante
q_v	vazão volumétrica
t_a	temperatura ambiente do calorímetro
t_f	temperatura de saturação correspondente à pressão de descarga do compressor
t_g	temperatura de sucção do compressor
t_p	temperatura média de saturação correspondente à pressão do fluido secundário
t_s	temperatura do fluido secundário (temperatura interna do calorímetro)

u	energia interna
V_{ga}	volume específico do fluido vapor entrando no compressor
V_{gl}	volume específico do fluido vapor na sucção nas condições especificadas no ensaio
x	quantidade de óleo na mistura óleo-refrigerante
ΔE	variação de energia do sistema
ΔH	variação de entalpia
δQ	variação de calor
ΔT	intervalo de tempo
δW	variação de trabalho
κ	condutividade térmica
η	rendimento
ρ	densidade
μ	volume específico do óleo
Φ_h	potência elétrica no sistema de aquecimento do calorímetro
Φ_0	capacidade de refrigeração do compressor
Φ_1	potência elétrica fornecida ao calorímetro

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	27
1.1. CONTEXTUALIZAÇÃO	27
1.2. OBJETIVO	29
1.3. ESTRUTURA DO TRABALHO	30
2. REVISÃO DA LITERATURA	31
2.1. PRINCÍPIOS TERMODINÂMICOS	31
2.2. PRINCÍPIO DE REFRIGERAÇÃO	34
2.3. COMPRESSORES DE REFRIGERAÇÃO	38
2.4. ENSAIOS DE DESEMPENHO DE COMPRESSORES DE REFRIGERAÇÃO ...	41
2.4.1. <i>Definições de grandezas do ensaio</i>	42
2.4.2. <i>Painel para ensaios de desempenho</i>	45
2.4.3. <i>Requisitos metrológicos</i>	50
3. MEDIÇÃO DE VAZÃO MÁSSICA	51
3.1. MEDIÇÃO DE VAZÃO	51
3.2. MÉTODO DA MEDIÇÃO DE VAZÃO MÁSSICA NA FASE LÍQUIDA	53
3.2.1. <i>Fluxímetro Coriolis</i>	56
3.3. CALORÍMETRO DE FLUIDO SECUNDÁRIO	61
4. PESQUISA EXPERIMENTAL	71
4.1. MEDIÇÃO DE VAZÃO MÁSSICA NA FASE LÍQUIDA COM USO DE UM FLUXÍMETRO DO TIPO CORIOLIS	72
4.1.1. <i>Calibração do fluxímetro</i>	72
4.1.2. <i>Presença de óleo lubrificante no circuito de refrigeração</i>	78
4.1.3. <i>Deriva térmica e temporal em vazão zero</i>	79
4.1.4. <i>Vibração no fluxímetro</i>	83
4.1.5. <i>Medição de vazão mássica versus medição de massa e tempo</i>	89
4.2. MEDIÇÃO DE VAZÃO MÁSSICA USANDO CALORÍMETRO DE FLUIDO SECUNDÁRIO	91
4.2.1. <i>Medição da potência elétrica fornecida ao calorímetro</i>	95
4.2.2. <i>Calibração do fator de perdas do calorímetro</i>	96
4.2.3. <i>Medição de temperatura ambiente e interna do calorímetro</i>	103
4.2.4. <i>Medição da temperatura do fluido refrigerante em tubo de fluxo</i>	106
4.2.5. <i>Medição da pressão do fluido refrigerante em tubo de fluxo</i>	113
4.2.6. <i>Inércia térmica do controle da temperatura interna do calorímetro</i>	

4.3. FATORES ADICIONAIS ASSOCIADOS À CONDIÇÃO DE ENSAIO	120
4.3.1. <i>Temperatura do fluido que entra no compressor.....</i>	<i>121</i>
4.3.2. <i>Pressão do fluido na entrada e na saída do compressor.....</i>	<i>122</i>
4.4. ANÁLISE DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS	124
5. CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	129
5.1. CONCLUSÕES	129
5.2. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	130

1. INTRODUÇÃO

A descoberta da possibilidade da produção de frio por processos evaporativos provocou um crescimento significativo da demanda por equipamentos de refrigeração. Os processos baseados em compressão e expansão de gases são os predominantes. Sistemas de refrigeração estão fortemente ligados à vida do homem moderno em aplicações de conservação de alimentos, conforto térmico, processos produtivos, medicinais e hospitalares (1).

Em sistemas de refrigeração, pode-se aplicar a regra de que para cada equipamento que produz frio é necessário um compressor. Esse mercado é disputado. Nesse cenário, a competitividade é extremamente elevada. Qualquer melhoria em termos de confiabilidade, desempenho e redução de custos é extremamente relevante. Frente a isso, fabricantes de compressores de refrigeração possuem equipes de engenharia com as responsabilidades de promover a melhoria contínua de seus produtos e de lançar novos produtos no mercado. Porém, a fronteira do desenvolvimento é limitada pelo estado da arte de novos materiais, novas tecnologias, novos dispositivos e, sobretudo, pela capacidade de se mensurar os ganhos advindos de cada inovação.

Nesse contexto, ensaios de compressores, assumem um papel extremamente importante, pois são responsáveis por cancelar a apresentação de uma melhoria ou de um novo produto ao mercado. Esta dissertação aborda aspectos metrológicos de um desses ensaios; o de capacidade de refrigeração.

1.1. CONTEXTUALIZAÇÃO

A variedade de ensaios a que são submetidos os compressores de refrigeração é bastante extensa. Eles são avaliados segundo diferentes critérios, envolvendo características intrínsecas (atrito de mancais, mínima tensão de partida, confiabilidade de sistemas elétricos, ruído, entre outros) e características globais, como é o caso do ensaio de desempenho, no qual é avaliada a relação entre capacidade de refrigeração e consumo energético: fator denominado COP (coeficiente de desempenho). As grandezas físicas medidas em ensaios de desempenho são usadas para quantificar efeitos em modificações de produto, garantia da qualidade, geração de catálogos para o mercado e, certamente, são associadas à precificação do produto.

O ensaio de desempenho é realizado em painéis específicos e dependente do controle e monitoração de diversas variáveis. A variável

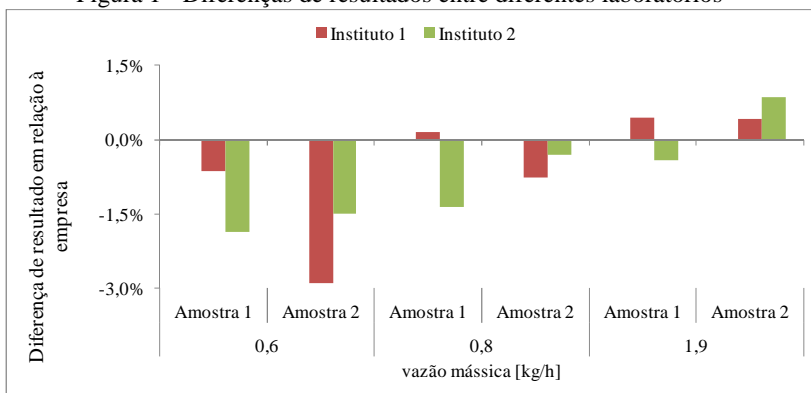
mais complexa a ser avaliada é a capacidade de refrigeração, que é proporcional à vazão mássica e que, por exigências normativas, deve ser medida por dois métodos simultâneos e completamente independentes.

As exigências normativas não são suficientes para atender todas as necessidades dos ensaios de compressores, especialmente para a área de P&D, onde os ganhos advindos de modificações do produto em geral são incrementais e inferiores às tolerâncias das normas. Adicionalmente a esse ponto, não há um padrão global, com rastreabilidade no sistema internacional de medidas, de capacidade de refrigeração. Desse modo, variações significativas podem estar presentes entre diferentes painéis de ensaios, tecnologias e laboratórios.

Nesse contexto, estudos preliminares, coordenados pelo autor, foram realizados com base em diversos ensaios com duas amostras em três laboratórios referências globais na área de refrigeração. Um dos laboratórios faz parte de uma empresa líder mundial na fabricação de compressores herméticos e os outros dois laboratórios de institutos e fabricantes de painéis de ensaio de desempenho, ambos localizados na Europa. Nos três laboratórios há o uso de dois métodos de medição de vazão mássica, simultâneos e independentes. Todos utilizam um calorímetro de fluido secundário (denominado método A, na norma ISO 917 (2)) como medidor primário, e o método da medição de vazão mássica na fase líquida (denominado método F, na norma ISO 917), com uso de um fluxímetro do tipo Coriolis, como medidor secundário.

Os resultados obtidos (figura 1) indicam que há diferença entre os laboratórios. Tal diferença passa a ser mais significativa na medida em que se reduz a vazão mássica. A maior diferença encontrada nas medições se aproxima de 3%, que inviabiliza a avaliação da evolução de um produto atualmente. Notadamente, ensaios realizados em diferentes laboratórios ou mesmo com uso de diferentes tecnologias em um mesmo laboratório podem apresentar variação de resultados que não são aceitáveis para a atual necessidade da indústria da refrigeração.

Figura 1 - Diferenças de resultados entre diferentes laboratórios



Nesse contexto, busca-se identificar quais são os fenômenos associadas aos medidores de vazão mássica em sistema líquido (com tecnologia Coriolis), calorímetro de fluido secundário e características de ensaio que podem contribuir para a existência de diferenças sistemáticas entre diferentes tecnologias de equipamentos de medição. Este trabalho é parte de um projeto maior com interesse em redução de tempo de ensaio e incerteza de medição, conduzido em parceria entre uma empresa e a UFSC. Como fruto de diversos trabalhos dessa parceria, foi desenvolvida um painel de ensaios de desempenho que resultou em significativa redução de tempo de ensaio e, principalmente, redução de incerteza de medição, e que será utilizada para o desenvolvimento de parte deste trabalho.

1.2. OBJETIVO

O objetivo deste trabalho é explicar as razões para os diferentes resultados encontrados em diferentes laboratórios, os quais utilizam dois métodos distintos de medição de vazão mássica, empregados em ensaios de desempenho de compressores de refrigeração. Os dois métodos de medição de vazão mássica objetos de análise são: o método A e o método F, da ISO 917 (2), sendo que o refrigerante aplicado ao estudo foi o isobutano, conhecido na indústria como R600a.

Foram realizadas as seguintes ações para atingir o objetivo:

- estudo na bibliografia de informações referentes às exigências normativas;
- estudo dos resultados atuais de painéis de ensaios com diferentes métodos de medição de vazão mássica;

- avaliação do método de medição de vazão mássica na fase líquida (método F) com uso de um fluxímetro do tipo Coriolis;
- avaliação do método de medição com a utilização de calorímetro de fluido secundário (método A);
- avaliação de possíveis diferenças em condições de operação impostas aos ensaios;
- desenvolvimento de aparatos experimentais e realização de ensaios para avaliar causas de diferenças de resultados.

O estudo foi concentrado na faixa de medição entre (0,7 e 2,2) kg/h com uso do fluido refrigerante R600a.

1.3. ESTRUTURA DO TRABALHO

O capítulo 2 é iniciado com uma descrição geral sobre os principais conceitos termodinâmicos empregados nos ensaios de desempenho de compressores de refrigeração. Para facilitar a compreensão do trabalho, adicionalmente, são apresentados alguns princípios de refrigeração seguido de uma explanação simplificada de um compressor hermético de refrigeração com seus principais componentes. Por fim, nesse capítulo, são abordados os conceitos e definições dos ensaios de desempenho de compressores de refrigeração e requisitos metrológicos.

O capítulo 3 tem como ponto focal a medição de vazão mássica. Inicialmente são apresentados os conceitos de medição de vazão mássica e volumétrica, seguido de possíveis métodos de medição de vazão sugeridos por normas internacionais. Ao encontro dos interesses do presente trabalho, são apresentados os conceitos físicos e metrológico dos dois métodos de medição de vazão mássica aplicados no painel de ensaios em estudo, bem como as principais vantagens e desvantagens associadas a cada um desses métodos de medição.

No capítulo 4 estão centralizados os estudos experimentais. O foco desse capítulo é apresentar todas as possíveis potenciais causas que possam estar associados à diferença de medição de vazão mássica encontrada entre os laboratórios. Nesse contexto, como não havia evidências de qual dos métodos de medição tem maior confiabilidade metrológica em termos absolutos, ambos os métodos passam por um processo investigativo minucioso.

O capítulo 5 apresenta as conclusões e sugestões de trabalhos futuros.

2. REVISÃO DA LITERATURA

Na literatura não foram encontradas referências que abordam estudos de variações de medição de vazão mássica de fluido refrigerante entre diferentes equipamentos de medição. Nesse contexto busca-se na revisão bibliográfica assuntos que são pertinentes ao ensaio de desempenho de compressores de refrigeração e que pudessem subsidiar, mesmo que indiretamente, a pesquisa. Esses são apresentados na sequência do texto.

2.1. PRINCÍPIOS TERMODINÂMICOS

O desenvolvimento da termodinâmica está fortemente ligado a conceitos baseados na observação do mundo físico, no desenvolvimento de modelos matemáticos e leis necessárias para a solução de problemas. A termodinâmica pode ser definida como a ciência da energia (3, 4).

No contexto da termodinâmica há uma série de propriedades fundamentais na análise de sistemas térmicos, que podem ser consideradas intensivas ou extensivas. Alguns exemplos de propriedades intensivas que serão abordadas nesse trabalho são pressão e temperatura, as quais são independentes da massa do sistema. Já a energia total do sistema, por exemplo, que depende da quantidade de matéria envolvida, é uma propriedade extensiva (3, 5).

A termodinâmica clássica, estudada sob o ponto de vista macroscópico, está suportada por três leis fundamentais e um postulado. A primeira e a segunda lei envolvem a energia direta ou indiretamente. Já a terceira lei, que não tem conexão com este trabalho, e a lei zero da termodinâmica, estão relacionadas às propriedades termodinâmicas (6, 7).

A primeira lei da termodinâmica estabelece para ciclos fechados que a integral cíclica do calor é igual à integral cíclica do trabalho. Para sistemas de ciclo único sem transferência de massa pela fronteira do sistema é impossível realizar trabalho sem aquecer o sistema. Pode-se afirmar que a mudança na quantidade de energia contida em um sistema em um intervalo de tempo é equivalente à energia transferida, por meio de calor, em toda a fronteira do sistema menos a energia transferida para fora da fronteira do sistema em forma de trabalho (8).

Max Planck disse que a primeira lei da termodinâmica "nada mais é que o princípio de conservação de energia aplicado a um fenômeno envolvendo a produção e a absorção de calor" (9). Esse balanço de energia pode ser computado pela seguinte equação:

$$dE = \delta Q + \delta W \quad (1)$$

Onde:

dE: variação de energia do sistema;

δQ : variação de calor;

δW : variação de trabalho.

Em calorimetria, técnica utilizada em um dos métodos de medição de vazão mássica que será estudado nos próximos capítulos, como não há fronteiras móveis, o período utilizado para quantificar a vazão mássica é em regime permanente e a quantidade de massa que entra no calorímetro é igual a quantidade de massa que sai do calorímetro, o trabalho é igual a zero. Logo, a variação de energia é igual a variação de calor.

$$dE = \delta Q \quad (2)$$

Nesse contexto, a conservação de massa e de energia são dois princípios fortemente relacionados, dado que considera-se que não há variação de massa no sistema e, logo, a massa que entra é a mesma que sai e que transporta energia durante seu deslocamento. Nesse caso, a troca de energia de um corpo ou sistema é igual a diferença entre a energia de entrada e saída, expressa na equação seguinte (5).

$$E_{\text{entrada}} - E_{\text{saída}} = \Delta E \quad (3)$$

Onde:

E_{entrada} : energia entrando no sistema;

$E_{\text{saída}}$: energia saindo do sistema;

ΔE : variação de energia do sistema.

A variação de energia em calorimetria, está associada pela variação de entalpia do fluido refrigerante entre entrada e saída do calorímetro e a vazão de massa passando pelo sistema. A entalpia por sua vez, é definida como a soma da energia interna de um sistema termodinâmico, com o produto de pressão e volume (5, 10). A equação 4 descreve esse conceito.

$$h = u + pv \quad (4)$$

Onde:

h : entalpia específica;

u : energia interna;

pv : produto da pressão pelo volume específico do sistema.

O fato de u , p e v serem propriedades, a combinação delas pela equação anterior resulta também em uma propriedade: a entalpia específica. O conceito variação de entalpia específica, Δh , é mais comum em aplicações de engenharia, visto que a entalpia isolada não traz informações sobre o sistema, pois ela é definida com base numa referência e apenas a diferença expressa a variação da quantidade de energia.

A segunda lei da termodinâmica expressa que a entropia total de um sistema termodinamicamente isolado nunca diminui. Entropia no entanto, pode ser descrita como uma grandeza termodinâmica usada para medir o grau de irreversibilidade de um sistema, associada assim ao grau de desordem. A equação 5 representa o conceito da variação da entropia em função calor e temperatura:

$$dS = \frac{dQ}{T} \quad (5)$$

Onde:

dS : diferencial de entropia;

dQ : diferencial de calor;

T : temperatura.

A segunda lei distingue e quantifica processos que somente podem seguir uma certa direção (irreversíveis) daqueles que poderiam ser, teoricamente reversíveis. No caso de calorimetria os processos são irreversíveis, pois temos perdas de pressão na tubulação, perdas térmicas pelas paredes e mudanças irreversíveis de fase. Nesse caso, a quantidade de energia é sempre preservada durante um processo, mas a possibilidade de aproveitamento diminui e por isso é acompanhada de um aumento de entropia. Uma das implicações desta lei, que é bastante importante para a medição de vazão mássica em calorímetros, é que o calor não se transfere de um corpo frio para um corpo quente naturalmente (8, 11).

Por fim, o postulado denominado lei zero da termodinâmica, exprime que se dois corpos estão em equilíbrio térmico com um terceiro corpo, eles estão em equilíbrio térmico entre si, mesmo não estando diretamente em contato (6, 7).

2.2. PRINCÍPIO DE REFRIGERAÇÃO

O emprego da refrigeração faz parte do conhecimento humano mesmo na época das mais antigas civilizações, assim como os chineses que há muitos séculos usavam o gelo natural, colhido em rios e lagos congelados, para conservar o chá que consumiam. Contudo, com a grande dificuldade em obter, transportar e conservar o gelo natural, o homem voltou-se a busca de processos que permitissem a conservação de alimentos de forma artificial (12).

A principal aplicação da refrigeração é diminuir a temperatura de ambientes e mantê-la abaixo da temperatura externa, compensando as perdas pelo isolamento (4). Em outras palavras refrigeração pode ser entendida como um processo que remove energia térmica de um meio e transfere para outro (13).

Um sistema de refrigeração é uma combinação de diversos componentes e equipamentos conectados para produzir o efeito desejado. Dessa forma, diferentes configurações de circuitos de refrigeração podem ser encontrados, e suas variações dependem tipicamente da aplicação (14).

Os sistemas de refrigeração mais comumente usados são:

1. Sistemas de compressão a vapor. Nesses, um fluido refrigerante vapor é comprimido por meio de um compressor, deixando o mesmo com alta pressão e alta temperatura. Logo após essa etapa, o vapor superaquecido passa por um condensador que o condensa, transformando em líquido e em seguida gera-se (em geral via capilar ou válvula) uma grande restrição no circuito reduzindo drasticamente a pressão e temperatura do fluido para provocar um efeito refrigerante durante a evaporação. Por fim, o fluido, já na fase gasosa, retorna ao compressor em um ciclo contínuo.

2. Sistemas de absorção de vapor. Nesses sistemas o efeito refrigerante é produzido por uma fonte de energia térmica. Depois da absorção de calor a partir do meio de arrefecimento durante a evaporação, o vapor refrigerante é absorvido por um meio absorvente líquido e a mistura é comprimida por uma bomba. Esta solução é, então, aquecida por uma fonte de calor, vaporizando novamente o refrigerante

e separando os elementos da solução anterior. Em seguida o vapor refrigerante é condensado para reiniciar o ciclo de refrigeração.

3. Sistema de gás ou ar. Em um sistema de expansão de ar ou de gás, o fluido é comprimido a uma pressão elevada por energia mecânica. Em seguida, o fluido é arrefecido e expandido para uma pressão baixa. Como a temperatura do ar ou do gás cai durante a expansão, um efeito de refrigeração é produzido. Nesse ciclo o fluido não muda de fase.

O maior interesse para o atual trabalho é o circuito de compressão a vapor. Esse circuito utiliza compressores de refrigeração, e consiste de processos executados sobre e por um fluido denominado refrigerante (14). O ciclo de Carnot, figura 2, executado pela máquina de Carnot e apenas teórico, é um modelo idealizado para um ciclo de refrigeração completamente reversível operando entre duas transformações isotérmicas, cada uma delas seguida por uma transformação adiabática. Nesse contexto, um sistema submetido a esse ciclo possui duas importantes características: a primeira é o maior rendimento que qualquer outro ciclo reversível operando nas mesmas condições; a segunda é que todos os ciclos de Carnot operando nas mesmas condições possuem o mesmo rendimento.

O ciclo de Carnot considera um ciclo térmico ideal, ou seja, não pode ser atingido por circuitos de refrigeração. Esse ciclo ideal serve como referência para análise de um ciclo real com o objetivo, através de melhoria contínua, aprimorar o desempenho de equipamentos. A equação 6 descreve o máximo rendimento possível para uma máquina de Carnot.

$$\eta = 1 - \frac{T_f}{T_q} \quad (6)$$

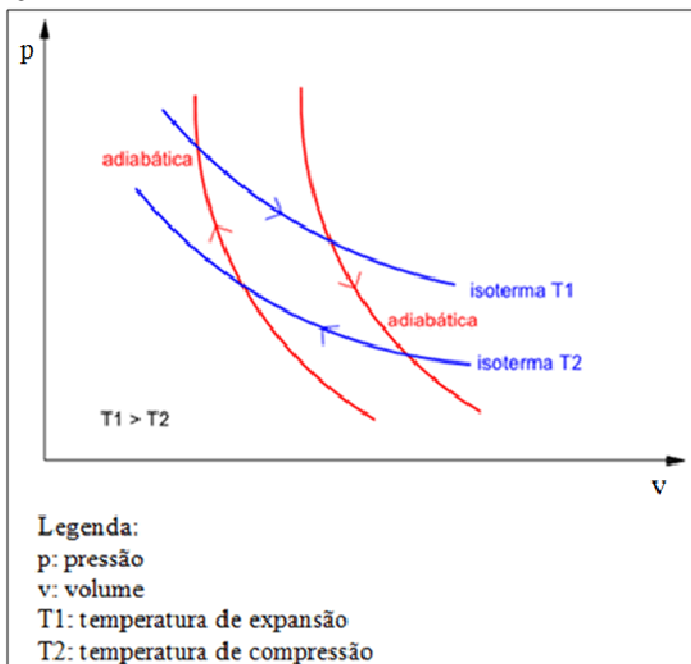
Onde:

η : rendimento;

T_f : temperatura absoluta da fonte fria;

T_q : temperatura absoluta da fonte quente.

Figura 2 - Ciclo de Carnot



Sistemas de refrigeração reais diferem de sistemas ideais em muitos aspectos. Alguns exemplos são: queda de pressão na tubulação; processos de expansão não são isentrópicos; fluidos refrigerantes não são puros (em geral contém óleo). Esses pontos diferem de ciclos ideais devido a irreversibilidade dentro do sistema, requerendo potencial adicional do compressor de refrigeração (11, 14).

De forma simplificada, um sistema de refrigeração a vapor é constituído pela região de alta pressão e pela região de baixa pressão. Um circuito de refrigeração consiste basicamente dos seguintes componentes: compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador. Com o uso da figura 3 e da figura 4 será descrito cada etapa do ciclo de compressão a vapor e as transformações ocorridas no caminho do refrigerante pelo circuito mecânico.

- A análise partirá do ponto 1, denominado linha de sucção, na qual o fluido se encontra a baixa pressão, vaporizado e superaquecido. Chegando ao compressor, o fluido recebe energia pelo processo de compressão, ocorrendo realização de trabalho sobre o fluido e aumento

de entalpia sobre o mesmo. Na linha de descarga, no ponto 2, o fluido está a alta pressão e temperatura;

- Ao passar pelo condensador, o fluido perde calor para o meio, que está mais frio, reduzindo sua temperatura até chegar à saturação saindo em forma líquida, com entalpia reduzida e sub-resfriado, para a linha de líquido no ponto 3. Isso é realizado para aumentar o efeito refrigerante no circuito. O grau de sub-resfriamento depende basicamente da temperatura do meio, como o ar ou água, durante a condensação e da capacidade de troca térmica do condensador;

- O ponto seguinte de passagem do refrigerante é o dispositivo de expansão que provoca uma redução drástica de pressão no fluido refrigerante. Assim, o fluido chega no ponto 4 numa mistura expandida de líquido e vapor a baixa pressão. Esse processo é uma expansão adiabática e irreversível e a entalpia do fluido não é alterada;

- Na sequência o refrigerante entra no evaporador, absorve calor, vaporiza, e segue em um novo ciclo. Nessa etapa, o fluido aumenta a entalpia. Os circuitos de refrigeração em geral provocam um efeito de superaquecimento do fluido refrigerante com o objetivo de evitar retorno de líquido ao compressor e consequentemente possíveis danos aos componentes internos do mesmo. O grau de superaquecimento depende da construção do evaporador (14, 15).

Figura 3 - Esquema geral de um circuito de refrigeração (16)

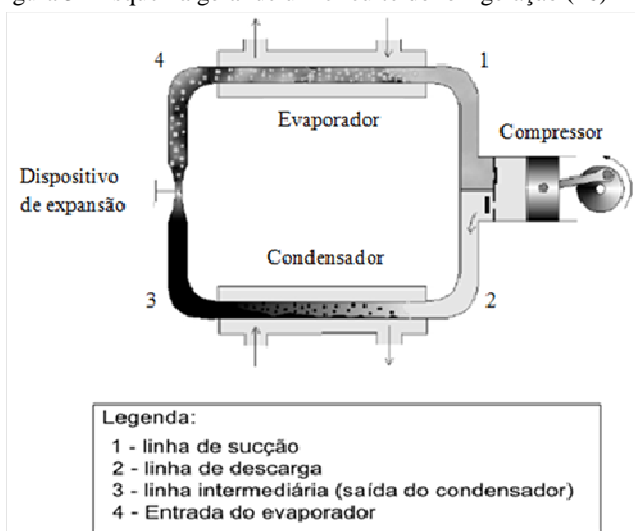
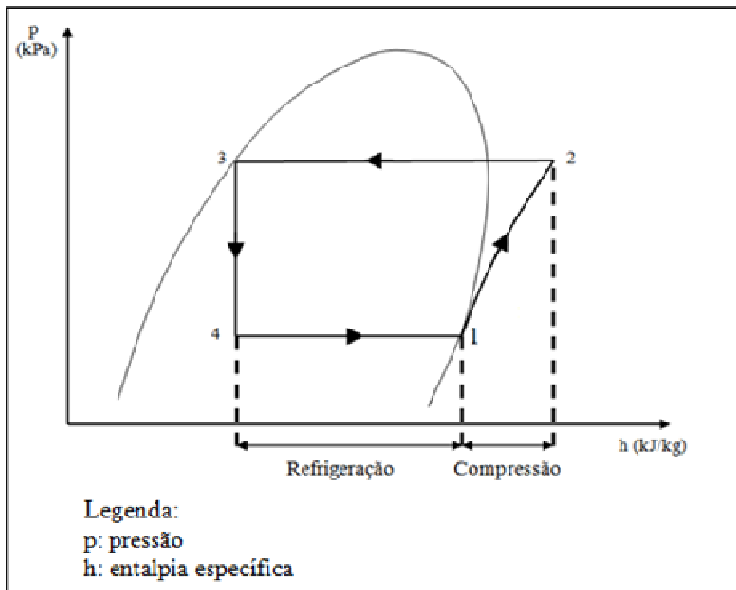


Figura 4 - Diagrama p-h do circuito de refrigeração



De forma resumida, num sistema básico de refrigeração por compressão de vapor e que representa um circuito de refrigeração de um painel de ensaios de desempenho (descrito nesse mesmo capítulo), o compressor comprime o refrigerante para o condensador, que resfria e condensa o mesmo. Em seguida o fluido passa pelo dispositivo de expansão que gera redução de pressão e é conduzido para o evaporador onde ocorre o efeito de refrigeração enquanto ele é evaporado. Por fim o fluido retorna novamente ao compressor e o ciclo é repetido. Logo, o fluido refrigerante é o meio que absorve calor do espaço a ser refrigerado e o rejeita no condensador.

Painéis de ensaio de desempenho, por sua vez, tem o objetivo de quantificar capacidade de refrigeração, consumo energético e a razão dessas variáveis, o coeficiente de desempenho de compressores de refrigeração, os quais são apresentados na sequência desse texto.

2.3. COMPRESSORES DE REFRIGERAÇÃO

Compressores de refrigeração possuem uma importância fundamental em um sistema de refrigeração, tendo a função de promover a circulação do fluido refrigerante pelo circuito de

refrigeração. Este processo gera calor e por isso compressores são considerados máquinas térmicas (17).

Os compressores herméticos para refrigeração que foram utilizados no desenvolvimento deste estudo de caso, são compressores selados, de modo que tanto o motor quanto o conjunto mecânico responsável pela compressão do fluido refrigerante, o compressor, são diretamente acoplados e montados dentro de um invólucro metálico que faz parte do volume total do circuito de refrigeração. Nesse conjunto, ambos estão diretamente conectados a um mesmo eixo. Desse modo, também o motor está inserido no circuito de refrigeração (18).

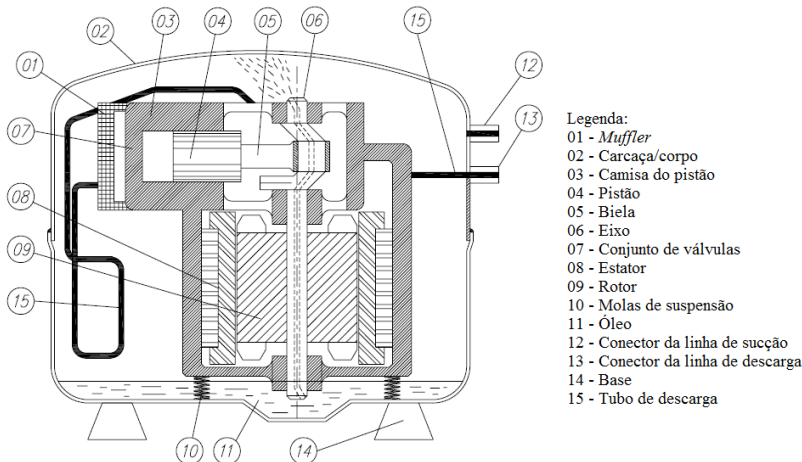
Compressores herméticos são os mais comuns encontrados em sistemas de refrigeração e são amplamente utilizados em refrigeradores domésticos, freezers, bebedouros e condicionadores de ar de pequeno porte. Um exemplo de compressor hermético pode ser visto na figura 5 (19).

Figura 5 - Exemplo de apresentação externa de um compressor hermético (19)



A figura 6, representa um esquema de um compressor hermético montado, em forma de monobloco, com o compressor (conjunto mecânico) e motor formando um único elemento suspenso por molas e dentro de um corpo de aço.

Figura 6 - Esquema de um compressor hermético (16)



A presença do motor elétrico internamente ao circuito de refrigeração, o processo de compressão e o atrito entre os componentes mecânicos resultam em geração de calor implicando ineficiência termodinâmica. Esse calor em parte é removido através do gás que sai do compressor em cada ciclo e parte através da carcaça, ou corpo do compressor (16).

O mecanismo de compressão, composto por um sistema biela e manivela acoplado ao eixo do motor elétrico, permite ao compressor um movimento alternativo do pistão. O termo hermético é proveniente do confinamento do motor elétrico e do compressor no interior de uma carcaça hermeticamente fechada. Essa característica tem como vantagem a não necessidade de elementos de vedação, impedindo o vazamento do fluido refrigerante para o ambiente. Desse modo, um sistema de refrigeração pode operar por vários anos sem a necessidade de reposição de fluido refrigerante.

O funcionamento desse compressor é relativamente simples. O fluido refrigerante ingressa no compressor via o conector de linha de sucção, passa pelo *muffler*, chegando à câmara de sucção e em seguida entra no cilindro, onde é comprimido pela ação do pistão e a alta pressão é movimentado para fora do cilindro passando pelo sistema de descarga. Por fim, o fluido refrigerante segue o circuito do sistema de refrigeração e retorna ao compressor em um sistema cíclico (20).

O comando das válvulas de sucção e descarga é realizado pela diferença de pressão entre o cilindro e as câmaras de sucção e descarga. A dinâmica das válvulas é resultado das forças resultante da pressão do

fluido, do próprio escoamento do fluido refrigerante, da massa da válvula e do efeito mola que a geometria e o material lhe conferem e desse modo, o controle das válvulas é denominado automático (21).

Apesar de um compressor aparentar baixa complexidade, empresas fabricantes de compressores herméticos necessitam e investem em grandes equipes de engenharia altamente qualificadas para desenvolver produtos de alta eficiência energética, com o objetivo de se manter ativas num mercado altamente competitivo. Alta eficiência significa deslocar a máxima quantidade de massa com a menor quantidade possível de energia (22).

Além do custo com desenvolvimento, incrementos de eficiência energética em compressores pode implicar aumento de custo de produção. Para aumento de 1% de eficiência é necessário, por exemplo, aumentar o custo do motor em cerca de US\$ 0,40 pela quantidade adicional de cobre. Se considerarmos que uma empresa produz milhões de compressores por ano, o custo total de uma melhoria incremental em motor pode ser da ordem de milhões de dólares.

Nesse contexto, ensaios de desempenho assumem um papel extremamente importante para fabricantes de compressores de refrigeração, já que a fronteira do desenvolvimento é limitada pelo estado-da-arte de novos materiais, novas tecnologias, novos dispositivos e, sobretudo, pela capacidade de se mensurar os ganhos que se podem obter com o aporte de cada inovação aos produtos ora em desenvolvimento. Assim, na indústria procura-se obter ganhos sem aumentar o custo do produto. Ensaios de desempenho são responsáveis por cancelar a apresentação de uma melhoria do produto, e por isso possuem um alto apelo por poder caracterizar ganhos incrementais.

2.4. ENSAIOS DE DESEMPENHO DE COMPRESSORES DE REFRIGERAÇÃO

Na indústria de compressores de refrigeração, o lançamento de produtos no mercado está condicionado o rigorosos ensaios de aprovação. Ensaio de desempenho de compressores de refrigeração é um procedimento experimental que visa mensurar características fundamentais como capacidade de refrigeração e consumo energético e a razão dessas duas grandezas resulta o coeficiente de desempenho (COP). Essas grandezas físicas são amplamente usadas em atividades de pesquisa e desenvolvimento, controle de qualidade e estabelecimentos de dados para catálogo (10, 23).

Esses ensaios são realizados em painéis de ensaios especiais, pois requerem medições de diversas variáveis e, além disso, algumas dessas grandezas necessitam de controle para atingirem uma condição de regime estabelecido pela condição de ensaio. Tais procedimentos experimentais são orientados por normas internacionais que definem requisitos mínimos necessários no processo de medição, monitoramento e validação dos ensaios (10, 24).

A norma de maior interesse no estudo é a norma da *International Organization for Standardization* (ISO) ISO 917 (2), embora diversas outras normas são comuns no mercado, como a norma da *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers* (ASHRAE) ANSI/ASHRAE 23 (25), a norma da *European Committee for Standardization* (CEN) EN 13771 (26), além de uma norma nacional da Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) NBR 11947 (27). No entanto, existem diversas outras normas que suportam as anteriores, ou que definem métodos específicos de medição de determinadas grandezas físicas (28, 29, 30, 31, 32).

A utilização de normas internacionais para os ensaios de desempenho de compressores de refrigeração tem um apelo forte do mercado, pois as mesmas estabelecem referências para a comercialização de produtos no âmbito global. Essas normas, também buscam eliminar barreiras técnicas entre os fabricantes de compressores de refrigeração, com o objetivo de equalizar os métodos de medição e apresentação de resultados para o mercado. Por conta disso, as normas determinam os pontos de medição das grandezas físicas a serem medidas, além de seus limites de variação para validação do ensaio.

Para uma melhor compreensão dos ensaios, será dividida a seção em três partes: definições das principais grandezas do ensaio; conceito dos painéis de ensaio de desempenho; principais requisitos metrológicos.

2.4.1. Definições de grandezas do ensaio

Em ensaios de desempenho de compressores de refrigeração tem-se diversas grandezas físicas mensuradas, mas há duas que possuem maior interesse na indústria e por isso cada uma delas será melhor definida, que são: capacidade de refrigeração e consumo energético. A razão dessas duas grandezas fornece um parâmetro de extrema importância, o coeficiente de desempenho.

Capacidade de refrigeração para sistemas é a taxa de remoção de energia térmica pelo fluido refrigerante. Para ensaio de desempenho de

compressores é o produto da vazão mássica de refrigerante pela diferença entre a entalpia específica do refrigerante na entrada do compressor e a entalpia específica do líquido saturado na temperatura correspondente a pressão de descarga na saída do compressor (2, 25). A equação 7 traduz matematicamente o conceito de capacidade de refrigeração. Na equação são tomadas as condições especificadas para o ensaio, corrigindo frequência rotacional do compressor e volume específico do refrigerante.

$$\phi_0 = q_{mf} \frac{V_{ga}}{V_{gl}} \frac{f}{f_a} (h_{g1} - h_{f1}) \quad (7)$$

Onde:

Φ_0 : capacidade de refrigeração do compressor [W];

q_{mf} : vazão mássica de refrigerante, determinada pelo ensaio [kg/h];

V_{ga} : volume específico do fluido vapor entrando no compressor [m³/kg];

V_{gl} : volume específico do fluido vapor na sucção nas condições especificadas no ensaio [m³/kg];

f : frequência elétrica de alimentação especificada [Hz];

f_a : frequência elétrica real de alimentação no ensaio [Hz];

h_{g1} : entalpia específica de vapor de refrigerante entrando no compressor nas condições determinadas para o ensaio [kJ/kg];

h_{f1} : entalpia específica do refrigerante líquido saturado à pressão específica de saída do compressor [kJ/kg].

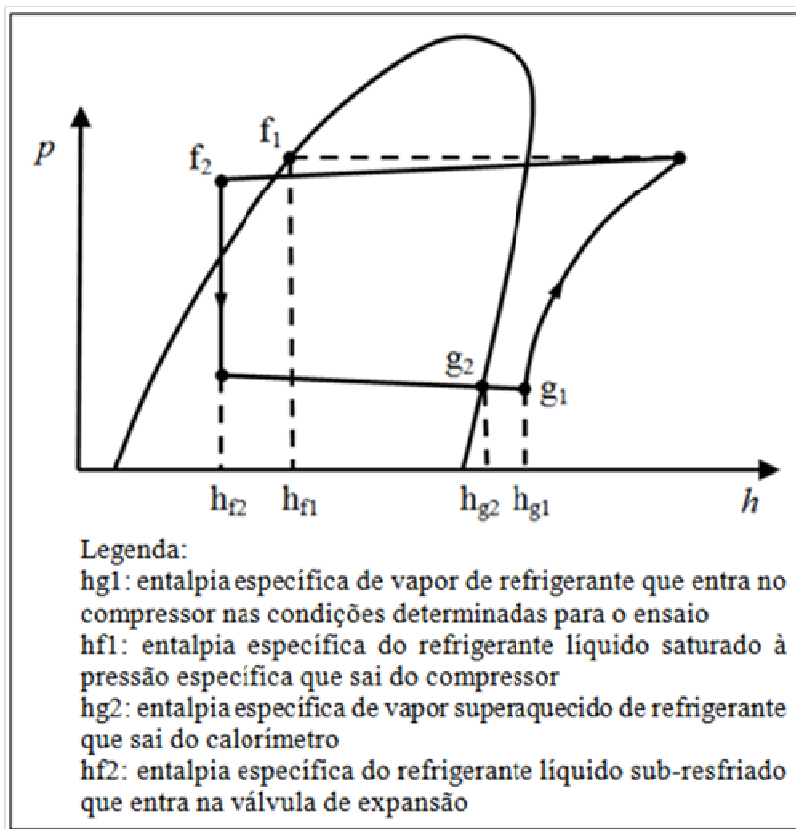
A determinação da capacidade de refrigeração deve estar de acordo com (2):

- a medição da vazão mássica deve ser obtida por um método de medição que deve ser instalada no circuito de refrigeração entre a saída e a entrada do compressor;

- as propriedades termodinâmicas do refrigerante, entalpia e volume específico, devem ser retiradas de uma base de dados reconhecidas pelo mercado.

A figura 7 indica os pontos onde são obtidas as informações de entalpia específica em um diagrama p versus h.

Figura 7 - Diagrama p versus h



Consumo energético é a potência elétrica entregue nos terminais elétricos do motor, acrescida da potência consumida por todos os componentes que são necessários para manter em operação um compressor de refrigeração (2, 25). Da mesma forma que para capacidade de refrigeração, na equação 8 para consumo energético são tomadas as condições especificadas para o ensaio, corrigindo frequência rotacional do compressor e volume específico do refrigerante.

$$P = P_a \frac{V_{ga}}{V_{gl}} \frac{f}{f_a} \quad (8)$$

Onde:

P: potência elétrica corrigida entregue ao compressor [W];

P_a: potência elétrica real entregue ao compressor [W].

Coeficiente de desempenho (*COP*) é a razão da capacidade de refrigeração pelo consumo energético em uma determinada condição de ensaio. A equação 9 traduz matematicamente o conceito de *COP* e, é uma grandeza adimensional (2, 25). Um fator bastante importante que é necessário considerar para essa grandeza é que a mesma não representa o rendimento do compressor, e por isso é possível existir resultados de *COP* maiores que um.

$$COP = \frac{\phi_0}{P} \quad (9)$$

2.4.2. Pannel para ensaios de desempenho

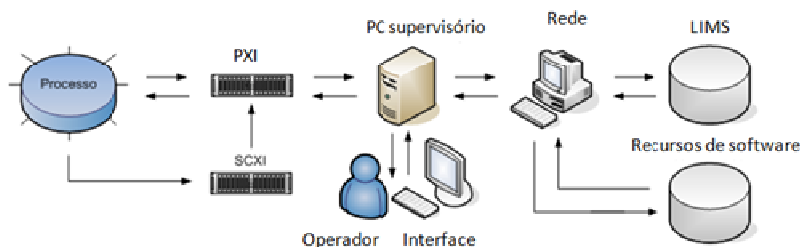
Painéis de desempenho de compressores de refrigeração são em geral constituídas por um circuito de refrigeração, transdutores, equipamentos de medição e elementos atuadores. Dessa forma, é possível medir grandezas físicas durante o ensaio e também controlar as mesmas, para simular diferentes condições de aplicação do compressor e também atender as exigências normativas. Assim, um compressor pode ser colocado em uma condição de ensaio predefinida e atingir uma condição de regime (24).

Esses painéis de ensaio em geral possuem um valor financeiro agregado elevado, pois cada vez mais são constituídas de equipamentos de medição que possuem características metrológicas bastante aprimoradas e de alto custo. Apesar disso, como apresentado na introdução deste trabalho, a variação de medição entre equipamentos ainda é um problema que necessita investigação para determinar os fatores geradores de tais discrepâncias, especialmente para condições de baixa vazão mássica.

O painel de ensaios empregado para o desenvolvimento do projeto, utiliza dois métodos para medição de capacidade de refrigeração, os quais serão estudados nos próximos capítulos. Esse painel é resultado de um trabalho em parceria entre uma empresa líder mundial na fabricação de compressores de refrigeração herméticos com a UFSC, envolvendo diversos trabalhos acadêmicos (1, 10, 16, 24, 33, 34, 35, 36, 37).

A estrutura de *hardware* e *software* proposta por esses diversos estudos permitiu uma redução significativa das incertezas de medição e do tempo total de ensaio. Para isso foi necessário o uso de equipamentos de medição com baixa incerteza e técnicas de controle mais avançadas. A figura 8, representa a arquitetura do painel.

Figura 8 - Arquitetura da painel (34)



A estrutura geral do sistema de medição e controle do painel, figura 8, a priori parece ser complexa, mas o uso é bastante simplificado, especialmente por se tratar de um painel de ensaios totalmente automatizado. Há dois *softwares* para o painel: o *software* instalado no PXI¹/SCXI², sem interface ao usuário, é responsável pela aquisição de sinais e controle de todos os processos do painel e opera em um sistema operacional dedicado e em tempo real, enquanto que o *software* PC³ supervisor realiza a interface com o anterior, com usuário, com a rede da empresa e LIMS⁴, conectado ao sistema de gerenciamento de ensaios.

A figura 8 representa o circuito de refrigeração simplificado do painel e, por isso, vários equipamentos foram omitidos da apresentação. No entanto, os principais itens do circuito mecânico serão explicados com o objetivo de um melhor entendimento dos experimentos realizados no âmbito desta dissertação (40, 41, 42).

¹ PXI (PCI extension for instrumentation) é uma plataforma baseada em PC para sistemas de medição e automação. O PXI é um padrão industrial que combina barramento PCI e características modulares (38).

² SCXI (signal conditioning extension for instrumentation) é uma plataforma de condicionamento de sinais para medição e automação de ensaios (39)

³ PC: Personal computer (Computador pessoal)

⁴ LIMS: Laboratory Information Management System (Sistema de Gestão de Informação de Laboratório)

- Circuito de refrigeração e ventilação auxiliar: responsável por manter o compressor ensaiado sob temperatura e ventilação constantes, seguindo as condições especificadas de ensaio.

- Compressor em ensaio: amostra a ser ensaiada e responsável por bombear o fluido refrigerante pelo sistema.

- Tubulação de refrigeração: os componentes do sistema de refrigeração são conectados pelos tubos de fluxo para formar um circuito fechado, tornando o sistema hermeticamente separado do ambiente do sistema.

- Válvulas de controle: são elementos atuadores empregados para iniciar, parar, direcionar e gerar restrição no fluxo de fluido refrigerante do circuito para poder controlar a condição de ensaio. Neste circuito em específico, o objetivo principal é gerar restrição para controle de pressão. A válvula de descarga é responsável pelo controle de pressão de descarga do compressor, enquanto a válvula de sucção atua no controle da pressão de entrada do compressor.

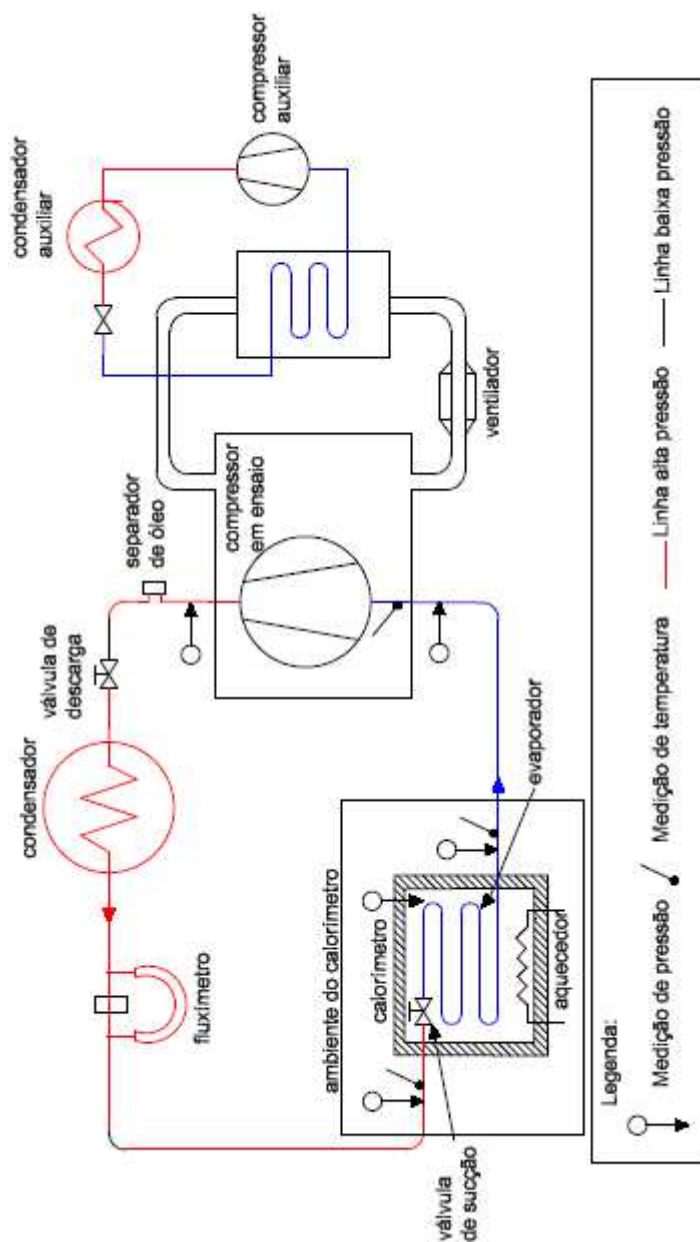
- Separador de óleo: em circuitos de refrigeração, o óleo está sempre circulando pelo sistema e, com o intuito de diminuir a interação do óleo na medição de capacidade de refrigeração, é usado um separador de óleo na linha de descarga, antes da válvula de descarga do painel. O uso desse componente facilita separar o óleo do fluido refrigerante, embora a eficiência de separadores de líquido não seja muito elevada, permitindo que parte do óleo que circula na tubulação avance para o restante do circuito de refrigeração.

- Trocador de calor: é um dispositivo usado para transferir energia de um meio para outro em diferentes temperaturas. Aplicações típicas na refrigeração envolvem aquecimento ou resfriamento com o objetivo de evaporar ou condensar um fluxo de fluido refrigerante. Tanto o condensador quanto o evaporador são trocadores de calor. No entanto, a função do condensador é remover calor do fluido refrigerante e transferir a outro meio com o objetivo de provocar a condensação do fluido. No caso do evaporador, sua função é contrária, usado para remover calor de um meio e transferir ao fluido refrigerante, com o objetivo de evaporar o fluido, garantindo assim que não ocorra retorno de líquido ao compressor e assim evitando possíveis danos.

- Acumulador de líquido: são usados para armazenar excessos de fluido circulando pelo sistema, acomodando assim a flutuação de carga para diferentes condições de ensaios.

- Medidor de vazão mássica: equipamento responsável por medir de forma direta a vazão mássica de fluido refrigerante bombeado pelo compressor.
- Calorímetro de fluido secundário: equipamento para medir vazão mássica de fluido refrigerante de forma indireta. Este método usa o balanço de energia para determinar a vazão mássica.

Figura 9 - Circuito de refrigeração do painel de ensaios de desempenho



2.4.3. Requisitos metrológicos

Os equipamentos de medição utilizados nos ensaios de desempenho de compressores de refrigeração de maneira geral devem atender os requisitos metrológicos definidos por normas internacionais. A ISO 917 (2) e a ASHRAE 23 (25) definem incertezas em termos diferentes: a primeira em função de desvio padrão das medições; enquanto a segunda de erros máximos. De forma comum, ambas indicam que a calibração dos equipamentos de medição precisam ser realizadas com o uso de padrões com rastreabilidade internacional.

A garantia da validade de um ensaio, além de estar ligada à rastreabilidade do processo de calibração, também deve ser vinculada aos limites de variação aceitáveis para cada variável monitorada no ensaio, os quais também são fornecidos por normas internacionais. O regime considerado estável deve estar dentro de variações definidas pelas normas por um tempo predeterminada pela mesma. Seus principais limites de variação para que um ensaio seja considerado estável e em regime permanente são:

- Pressões (sucção e descarga): $\pm 1\%$ em relação ao *setpoint*;
- Tensão de alimentação do compressor: $\pm 3\%$ em relação ao *setpoint*;
- Frequência de alimentação do compressor: $\pm 1\%$ em relação ao *setpoint*;
- Temperaturas: $\pm 3\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- Capacidade de refrigeração: $\pm 1\%$.

O término de um ensaio está vinculado aos limites de variação citados anteriormente por um período específico. A ISO 917 (2) indica que o regime estável do ensaio deve ser mantido por um tempo mínimo de 1 hora, com medições realizadas em um intervalo mínimo de 20 minutos. Embora outras normas indiquem um período diferente, como a EN 13771-1 (26) que informa um período mínimo de 30 minutos.

Adicionalmente aos limites de variação citados acima, as normas em geral indicam que a vazão mássica deve ser medida simultaneamente por dois equipamentos de medição e completamente independentes, e estabelecem que o ensaio apenas tenha validade se a diferença medida entre os dois equipamentos de medição de vazão mássica não supere 4%.

No capítulo seguinte, são apresentados os dois equipamentos de medição de vazão mássica utilizados no estudo, os quais possuem tecnologias bastante distintas.

3. MEDIÇÃO DE VAZÃO MÁSSICA

As normas internacionais possuem um papel fundamental de padronização dos métodos de medição, condições de ensaios, definição de requisitos mínimos necessários no processo de medição, monitoramento e validação dos ensaios, além de serem utilizadas como referência de mercado na comparação de produtos produzidos por diferentes empresas.

Dentre as variáveis de saída no ensaios de desempenho de compressores, a capacidade de refrigeração é uma variável de grande interesse neste estudo. A medição da vazão mássica, usada para determinar a capacidade de refrigeração, pode ser considerada como a mais complexa de todas as variáveis mensuradas em ensaios de desempenho e, por isso, as normas internacionais estabelecem que o ensaio de desempenho tenha validade se a diferença medida entre dois equipamentos de medição de vazão mássica não supere 4% (2, 25).

Assim, a medição de vazão mássica é a variável de maior interesse no estudo, e por isso nesse capítulo será estudado o conceito dessa grandeza física e os equipamentos de medição utilizados nos trabalhos experimentais associados a esta dissertação.

3.1. MEDIÇÃO DE VAZÃO

A medição de vazão é frequente em processos que necessitem de transporte de matéria de um ponto para outro. Essa medição pode ser usada para quantificar a matéria fornecida a um sistema ou mesmo manter e controlar um determinado fluxo (43).

As grandezas associadas à medição de escoamento de fluidos são vazão mássica ou vazão volumétrica. A vazão mássica é a massa por intervalo de tempo, descrita na equação 10, enquanto a vazão volumétrica é o volume por unidade de tempo, apresentada na equação 11.

$$q_{mf} = \frac{dm}{dt} \quad (10)$$

Onde:

q_{mf} : vazão mássica;

dm : massa;

dt: intervalo de tempo.

$$q_v = \frac{dV}{dt} \quad (11)$$

Onde:

q_v : vazão volumétrica;

dV : volume.

A relação entre as unidades de medição de vazão volumétrica e mássica pode ser obtida pela equação 12.

$$q_{mf} = \rho \cdot q_v \quad (12)$$

Onde

ρ : massa específica.

Em painéis de ensaio de desempenho o objetivo é mensurar a vazão mássica do fluido refrigerante no circuito de refrigeração e, consequentemente determinar a capacidade de refrigeração. A norma ASHRAE 23 (25), fornece diferentes métodos que permitem quantificar a vazão mássica de fluido refrigerante, os quais são:

- calorímetro de refrigerante secundário;
- calorímetro de fluido secundário;
- calorímetro de refrigerante primário;
- calorímetro condensador;
- medição de vazão mássica na fase gasosa com uso de um fluxímetro;
- medição de vazão mássica na fase líquida com uso de um fluxímetro;

Dentre os seis métodos citados acima, dois utilizam fluxímetros e quatro utilizam métodos de que fazem uso do conceito de calorimetria. Os métodos de calorímetro, que podem ser evaporadores ou condensadores, fazem uso de um balanço de energia para determinar a vazão mássica, usando do princípio de conservação de energia, enquanto os métodos de fluxímetro podem medir vazão mássica de forma direta ou medir vazão volumétrica. Para casos com medição de vazão volumétrica, a vazão mássica é obtida com o uso da densidade do fluido,

que é obtida através de medições adicionais de temperatura e pressão do fluido refrigerante (31).

A seleção de um equipamento de medição apropriado para medir vazão mássica em ensaios de desempenho de compressores de refrigeração foi e continua sendo uma tarefa difícil, dada a grande variedade de métodos, princípios operacionais, incerteza de medição e certamente custo dos produtos encontrados no mercado. Alguns equipamentos de medição podem ser utilizados para aplicações com fluidos na fase líquida ou gasosa, enquanto outros podem ser utilizados somente em uma ou outra aplicação e, dificilmente, se encontra equipamentos com boas características metrológicas para atender demandas com fluido bifásico (31, 32).

O escopo do trabalho se restringe ao estudo de apenas dois métodos, o método A e o método F, os quais foram utilizados no estudo de caso deste trabalho. Na sequência, serão descritos com mais detalhes os dois métodos de medição, as tecnologias associadas a cada um deles e as características do circuito de refrigeração aplicados ao painel de ensaios utilizada no estudo, a qual emprega ambos os métodos.

3.2. MÉTODO DA MEDIÇÃO DE VAZÃO MÁSSICA NA FASE LÍQUIDA

Medidores de vazão mássica na fase líquida, como o próprio nome sugere, são usados em aplicações onde necessariamente todo o fluido refrigerante que passa pelo medidor deve estar em fase líquida (31). O método aplicado no painel de ensaio utilizado no estudo é denominado pela norma *ISO 917* (2), como método F - método da medição de vazão mássica na fase líquida.

Os equipamentos de medição aplicados a estes ensaios podem ser volumétrico ou mássico. A equação 13 descreve o cálculo de capacidade de refrigeração para medidores de vazão volumétrica.

$$\phi_0 = \frac{q_v Q}{1 - x(1 - \mu Q)} \left[(1 - x)(h_{g1} - h_{f1}) - c_0 x(t_f - t_g) \right] \frac{V_{ga}}{V_{gl}} \quad (13)$$

Onde

Φ_0 : capacidade de refrigeração do compressor;

q_v : vazão volumétrica de fluido refrigerante;

Q : densidade do refrigerante correspondente a temperatura e pressão na qual o fluxo é medido;

x : quantidade de óleo na mistura óleo-refrigerante; expressa em quilogramas de mistura;

μ : volume específico do óleo;

h_{g1} : entalpia específica de vapor de refrigerante entrando no compressor nas condições determinadas para o ensaio;

h_{f1} : entalpia específica do refrigerante líquido saturado à pressão específica de saída do compressor;

c_0 : calor específico do óleo;

t_f : temperatura de saturação correspondente a pressão de descarga do compressor;

t_g : temperatura de sucção do compressor;

V_{ga} : volume específico do fluido vapor entrando no compressor;

V_{gl} : volume específico do fluido vapor na sucção nas condições especificadas no ensaio.

Para fluxímetros de vazão mássica, que é o caso aplicado no estudo de caso, o equacionamento da capacidade de refrigeração é mais simplificado, representado na equação 14.

$$\phi_0 = q_{mf} \frac{V_{ga}}{V_{gl}} (h_{g1} - h_{f1}) \quad (14)$$

Onde

q_{mf} : vazão mássica de refrigerante.

Painéis de ensaios que empregam o método F possuem características do circuito de refrigeração simplificados, figura 10, onde, basicamente, há a presença de: um compressor em ensaio; uma válvula de controle de pressão na linha de descarga; um condensador que permite que o fluido chegue ao medidor de vazão sub-resfriado e no estado líquido; um medidor de vazão; uma válvula de controle de pressão para reduzir a pressão do fluido e expandi-lo; e, por fim, um evaporador para garantir que o fluido retorne ao compressor no estado gasoso e superaquecido. Neste caso, o medidor de vazão precisa ser instalado na posição do circuito de refrigeração após o condensador e antes da válvula de expansão.

Utilizando a figura 11, é possível identificar no diagrama os pontos que representam as duas entalpias necessárias para calcular a capacidade de refrigeração.

Figura 10 - Circuito de refrigeração para o método F (2)

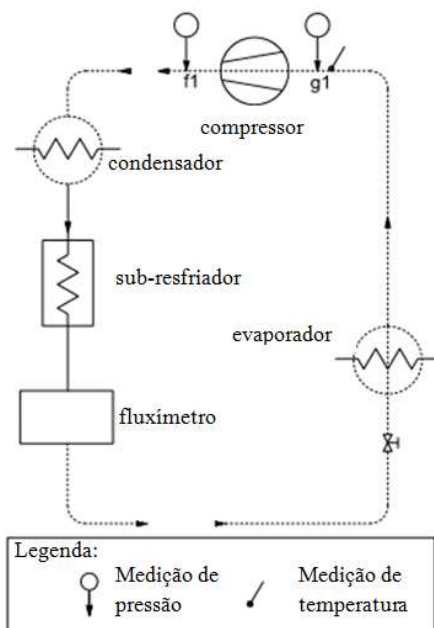
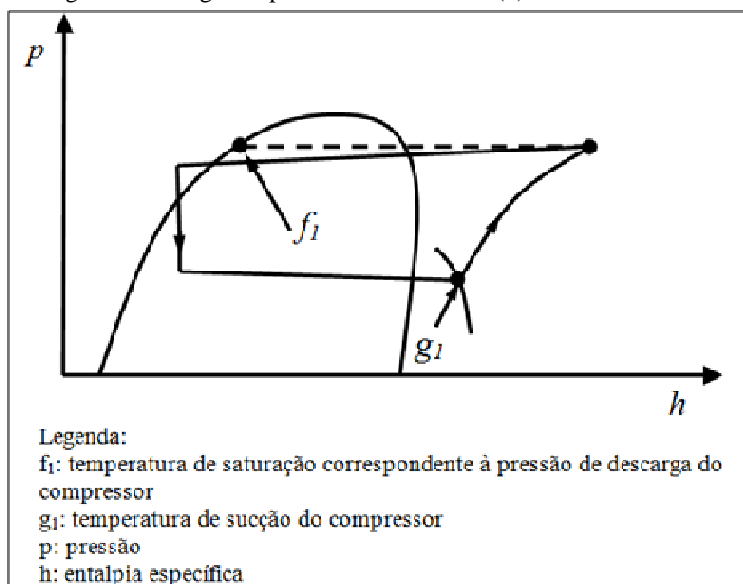


Figura 11 - Diagrama p versus h - método F (2)



A maior dificuldade encontrada na seleção de um medidor de vazão mássica para ensaios de desempenho (especialmente para compressores utilizados em sistemas de refrigeração doméstico, os quais são desenvolvidos para aplicações de baixa capacidade de refrigeração), é a faixa de medição dos produtos encontrados no mercado. No mercado, em geral são encontrados fluxímetros para aplicação de alta taxa de vazão mássica (aplicados por exemplo na indústria de petróleo e gás), ou de baixíssima vazão (aplicados por exemplo na indústria farmacêutica), porém para medição de vazão mássica de compressores de refrigeração doméstica praticamente não há medidores com baixa incerteza de medição.

O equipamento de medição aplicado no estudo, possui tecnologia Coriolis que permite a medição de vazão mássica de forma direta e que apresenta a menor incerteza de medição dos produtos disponíveis no mercado, no entanto sua faixa de medição é de (0 a 100) kg/h, sendo que sua aplicação em geral é restrita em vazões menores que 5 kg/h, faixa onde apresenta maiores incerteza de medição, especialmente abaixo de 2 kg/h, que é o maior interesse desse estudo de caso. Algumas características técnicas desses equipamentos de medição, que utilizam o princípio de Coriolis, são descritas na sequência deste texto.

3.2.1. Fluxímetro Coriolis

Nas últimas décadas o interesse por fluxímetros Coriolis está sendo muito mais evidente, suportado pela melhor aceitação desses equipamentos em diversas indústrias, já que evolução tecnológica de tais produtos permite obter boas características metrológicas. Uma das principais vantagens desses equipamentos de medição é a possibilidade de medir vazão mássica de forma direta (44, 45).

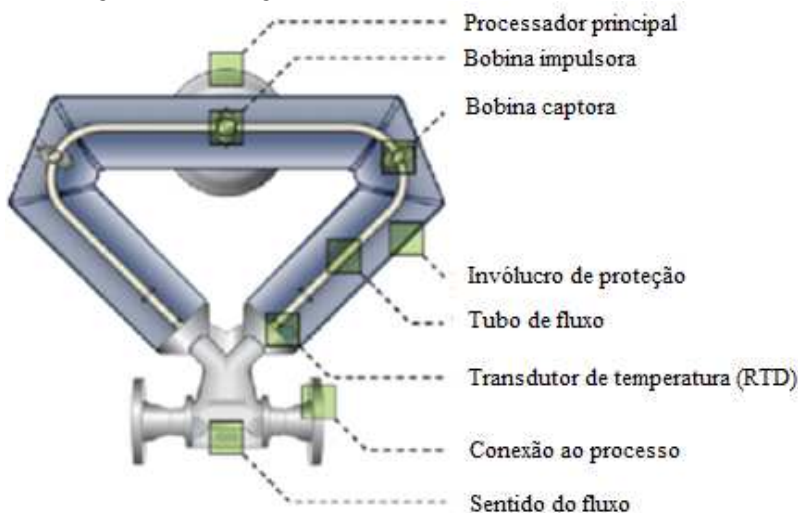
O efeito Coriolis, utilizada nesses medidores, é uma força inercial que causa deflexão de objetos em movimento num sistema não inercial, como é o caso do movimento da Terra (referência está em rotação). Este efeito pode ser demonstrado pela queda de um objeto a partir de uma altura, e ao invés de seu pouso ser logo abaixo, o seu ponto final será ligeiramente deslocado em relação ao referencial inicial. Esse efeito é detectado nos medidores de vazão que fazem uso do efeito Coriolis e utilizado para mensurar vazão.

Medidores de vazão com tecnologia Coriolis são utilizados em aplicações para medir líquidos, gases ou mesmo produtos pastosos, proporcionando medições direta de vazão mássica, embora disponibilizam a medição de vazão volumétrica, bem como densidade e

temperatura. Uma das grandes vantagens no uso dessa tecnologia é que não requerem montagens especiais, como trechos retos ou mesmo outras exigências comuns em outras tecnologias. Por outro lado, não é indicado para aplicações que possuem a presença de fluido bifásico passando pelo medidor (43, 46).

Na figura 12 estão indicados os principais componentes presentes em um equipamento típico de mercado que aplica a tecnologia Coriolis, dentre eles processador, bobinas impulsora e captoras, transdutor de temperatura, tubos e divisor de fluxo, conexões e invólucro.

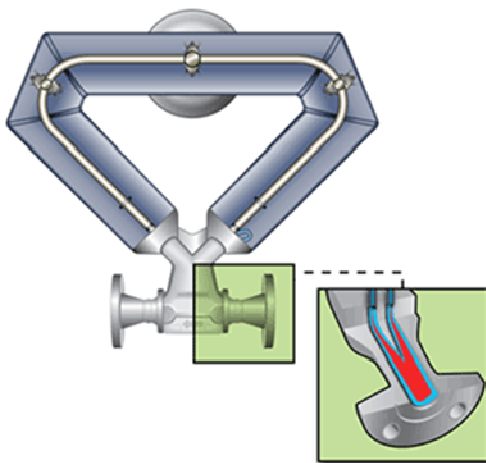
Figura 12 - Visão geral de um fluxímetro comercial (46)



A bobina impulsora energizada, utilizada em conjunto com um ímã, vibra em sua frequência natural, provocando oscilações dos tubos de fluxo em oposição um ao outro. As bobinas captadoras, também utilizadas com ímãs, são detectores eletromagnéticos presentes em cada um dos tubos de fluxo e produzem sinais que representam velocidade e posição do tubo, enquanto que a medição de vazão mássica é realizada pela diferença de fase entre os sinais das duas bobinas presentes no equipamento de medição.

O transdutor de temperatura em geral é um resistor de platina, conhecido como termorresistor (comumente denominado como RTD). As conexões são responsáveis por interligar o processo e o divisor de fluxo do medidor (figura 13) e tem como função a divisão uniforme do fluxo entre os dois tubos de fluxo (46).

Figura 13 - Divisor de fluxo (46)



Os tubos de fluxo possuem dupla função nestes equipamentos de medição. A primeira é manter a passagem do fluido do processo, que é dividido ao passar pelo divisor de fluxo e consequentemente metade do fluido passa em cada tubo. A segunda função, quando excitados pela bobina impulsora, os tubos oscilam em oposição um ao outro de modo similar a um diapasão. Nas laterais dos tubos estão posicionadas as bobinas captoras e os ímãs, que são montados em tubos opostos. Estas bobinas, se movem pelo campo magnético do ímã, e a tensão gerada por cada bobina captora gera uma onda senoidal que representa o movimento dos tubos de fluxo, um em relação ao outro. As forças causadas pela deflexão angular dos tubos de fluxo é inversamente proporcional a rigidez dos tubos e diretamente proporcional à vazão mássica (43, 46).

As duas bobinas captoras permanecem gerando sinais sinusoidais. Na ausência de fluxo, os sinais das duas bobinas estão em fase, como representado no lado esquerdo da figura 14, onde efeito Coriolis é ausente e os tubos estão em fase, figura 15 (a). Na presença de fluxo através dos tubos, as forças Coriolis são induzidas, gerando um torção no tubos de fluxo, figura 16, onde os tubos de fluxo estão defasados entre o lado de entrada e saída, figura 15, devido a força Coriolis causada pela presença de fluxo. Como resultado da torção dos tubos, as ondas sinusoidais das bobinas captoras passam a estar defasadas de modo similar ao lado direito da figura 14. O tempo de atraso das duas ondas senoidais, ilustrado como Δt é proporcional a vazão mássica. Um aumento de vazão implica um aumento proporcional do Δt (44).

Figura 14 - Representação das ondas sinusoidais das bobinas captoras
(46)

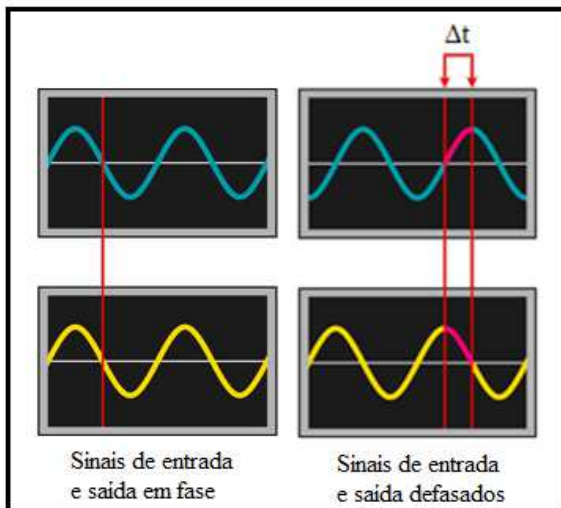
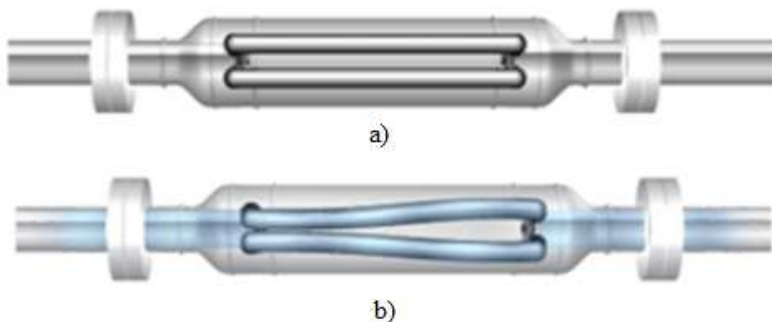


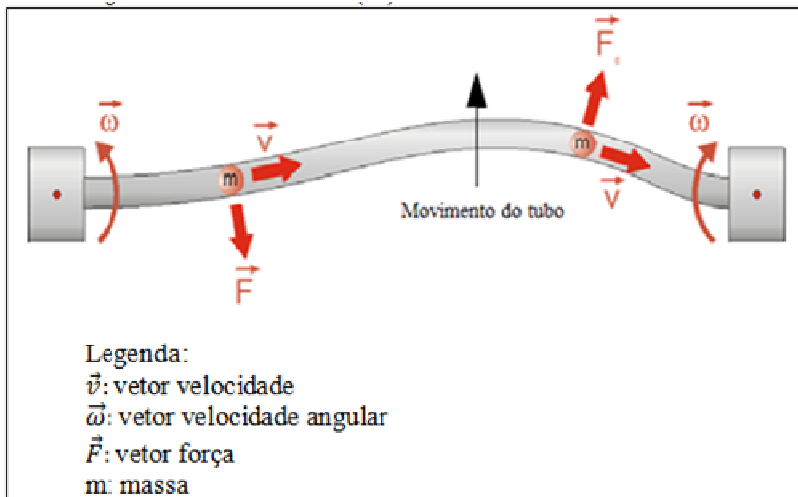
Figura 15 - a) Com ausência de fluxo b) Com presença de fluxo (46)



A rigidez do tubo de fluxo é um parâmetro importante na medição de vazão. Na figura 16, a massa entra no tubo de fluxo, na direção do vetor de velocidade (\vec{v}). Nessa figura o tubo está vibrando em sua frequência natural e se movendo para cima, porém no lado de entrada o movimento da massa está se opondo a esse movimento do tubo e exerce uma força para baixo. No lado de saída, o efeito da massa é contrário. Essas duas forças, de igual magnitude e direção contrária, são denominadas forças de Coriolis.

Durante a vibração do tubo e na presença de fluxo, a força de Coriolis adiciona um deslocamento no tubo, e como pode ser visto na figura 16 essa força causa um efeito de torção sobre o tubo. A variação da torção é proporcional à força Coriolis, a rigidez do tubo e a vazão mássica passando através do tubo de fluxo. Em condições normais de operação, não é esperado mudanças sobre as características do tubo de fluxo e consequentemente os fatores de calibração permanecem constantes.

Figura 16 - Efeito Coriolis (47)



A variação de temperatura também afeta a rigidez do material dos tubos de fluxo, no entanto a medição de temperatura permite realizar uma compensação, mantendo assim a qualidade da medição (44).

Todo o processo de medição, controle, processamento e comunicação externa é realizado pelo processador principal, que está eletricamente interligado com as bobinas impulsoras e captoras, além do transdutor de temperatura. Por fim, a caixa de invólucro, também representado na figura 12, tem como principal função a proteção de todos os componentes presentes em seu interior.

Como principais características técnicas destes equipamentos de medição, temos (48):

Vantagens:

- não são sensíveis à variação de pressão, temperatura, viscosidade e densidade do fluido;

- não requerem montagens especiais, como trechos retos;
- não possuem componentes móveis;
- possuem baixa manutenção;
- podem ser aplicados a uma vasta gama de fluidos;
- possuem boas características metrológicas. Aplicados em fluidos líquidos podem possuir incerteza de medição da ordem de 0,1% da faixa de vazão.

Desvantagens:

- fundamental evitar a presença fluido bifásico passando pelos tubos de fluxo;
- sensíveis a vibração externa, especialmente se a frequência da vibração for próxima a frequência natural do tubo de fluxo;
- queda de pressão elevada em alguns modelos.

Em aplicações de medição de vazão em compressores herméticos há uma dificuldade adicional, percebidas pelo autor desse texto, que é a presença de óleo lubrificante misturado ao fluido refrigerante, de modo que não é possível separar a vazão do óleo da vazão total. Esse tema será abordado no desenvolvimento deste estudo.

3.3. CALORÍMETRO DE FLUIDO SECUNDÁRIO

O método de medição denominado calorímetro de fluido secundário está diretamente ligado ao princípio de conservação de energia, pois o resultado da medição de vazão mássica de fluido refrigerante nesse método é resultado de um balanço de energia.

Calorímetro pela definição da ASHRAE (32) é: um aparato térmico isolado contendo um trocador de calor que determina a vazão mássica de um refrigerante volátil pela medição do calor de entrada/saída que resultará em uma diferença de entalpia conhecida para o refrigerante volátil.

Os calorímetros são utilizados para realizar estudos de calorimetria. A calorimetria, por sua vez, é uma ciência usada para medições de reações químicas, mudanças físicas e transições de fase, com o objetivo de quantificar a transferência de calor/energia associada a essas mudanças (51).

Calor é definido como a energia que é transferida entre dois sistemas em virtude da diferença de temperatura, ou seja, seu potencial de transferência é baseado na diferença de temperatura. Calor naturalmente flui em um sistema com uma temperatura elevada para um sistema com temperatura mais baixa (5).

Calor específico, por sua vez, é a quantidade de energia que cada substância necessita de uma quantidade de calor diferente para que a unidade de massa eleve sua temperatura em 1 °C e representado pela letra c . O quociente entre a quantidade de calor recebido ou cedido por um corpo e a correspondente variação de temperatura é denominado capacidade térmica.

$$C = \frac{Q}{\Delta T} \quad (15)$$

Onde:

Q : quantidade de calor;

ΔT : variação de temperatura;

C : capacidade térmica.

A capacidade térmica de um corpo é o produto de massa e calor específico, e assim temos a equação fundamental da calorimetria:

$$Q = mc\Delta T \quad (16)$$

Onde:

m : massa;

c : calor específico.

A transferência de calor pode ocorrer em três modos distintos: condução, convecção e radiação. Os três modos ocorrem através da fronteira de um sistema, devido a diferença de temperatura entre o sistema e o meio em torno. A condução envolve um processo de transferência de energia em nível molecular e a transferência de energia é associada à condutividade térmica, que é uma característica intrínseca do material. A condução ocorre dentro de uma substância ou entre substância que estão em contato físico direto. A radiação usa o mecanismo de propagação de ondas eletromagnéticas para transferir energia de uma superfície para outra, ocorrendo mesmo no vácuo e a energia irradiada é definida em termos das propriedades superficiais dos materiais. Por fim, a convecção é um processo de transferência de calor através do movimento de um fluido em razão da diferença de densidade do fluido (3).

Equipamentos de transferência de calor como trocadores de calor são amplamente utilizados para controle de temperatura de sistemas ou

substâncias pela adição ou remoção de energia térmica. Embora existam diferentes modelos e tamanhos de trocadores de calor, todos possuem um elemento termicamente condutor que separa dois fluidos e permite a transferência de calor entre eles (49, 50).

O calorímetro utilizado no estudo, figura 17 e figura 18 denominado calorímetro de fluido secundário, consiste basicamente de um vaso de pressão isolado, uma válvula de controle de fluxo, uma serpentina de cobre (trocador de calor), um fluido secundário e resistores elétricos. Nesse tipo de circuito de refrigeração, o fluido refrigerante chega ao calorímetro com temperatura e pressão controlada, expande ao passar pelo dispositivo de controle (válvula de expansão), evapora na serpentina e sai do calorímetro novamente com temperatura e pressão controlada (2, 32).

Figura 17 - Calorímetro de fluido secundário (vista lateral)

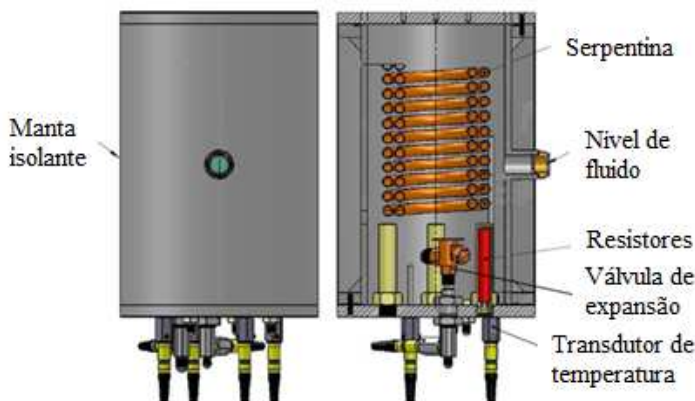
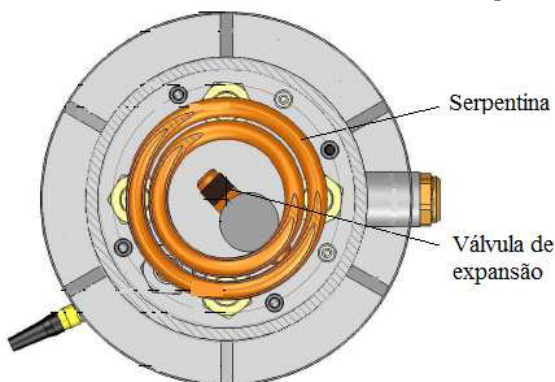


Figura 18 - Calorímetro de fluido secundário (vista superior)



O vaso de pressão é responsável por estancar o fluido secundário internamente ao mesmo sem a ocorrência de vazamentos. A válvula de controle de fluxo tem o propósito de gerar restrição para a passagem do fluido refrigerante, provocando drástica redução de pressão e temperatura. A serpentina, ou trocador de calor, é o meio que permite a transferência de energia entre o fluido primário e secundário sem que ocorra o contato direto entre os eles, e por isso precisa ter boa condutividade térmica para facilitar a transferência de energia e também precisa estar isenta de vazamentos. Os resistores elétricos, localizados na base inferior do vaso de pressão, são responsáveis por prover energia térmica que é inicialmente transferida ao fluido secundário, depois para serpentina e por fim ao fluido primário, com o objetivo de manter o sistema em equilíbrio térmico. O fluido secundário é um meio, que precisa ter boa condutividade térmica, para melhor transferir a energia térmica dos resistores elétricos para o trocador de calor e consequentemente para o fluido primário. No estudo de caso, o fluido secundário utilizado foi o R134a.

No estudo de caso, o calorímetro é utilizado para quantificar a vazão mássica de fluido refrigerante (bombeado no circuito de refrigeração pelo compressor) passando através da serpentina e uma dada condição de operação do compressor. Nesse caso, o fluido chega a entrada do calorímetro na forma de líquido sub-resfriado, passa pela válvula de controle onde é expandido e em seguida é evaporado na serpentina (recebendo energia do fluido secundário) e sai do calorímetro em estado gasoso superaquecido com temperatura e pressão controlada na condição de operação determinada ao ensaio.

A vazão mássica no calorímetro, após o ensaio atingir o período de regime, é quantificada pelo balanço energético, obtido por: quantidade de energia fornecida aos resistores elétricos; entalpia do fluido que entra no calorímetro (mensurada via pressão e temperatura do fluido em estado líquido); entalpia do fluido ao sair do calorímetro; energia transferida pela diferença de temperatura entre o calorímetro e o ambiente. A vazão mássica de fluido refrigerante medida no calorímetro não pode ser interpretada como vazão mássica instantânea, pois o conjunto de equipamentos possui inércia térmica elevada. Esse conceito difere muito dos fluxímetros, que permitem a medição da taxa de vazão mássica instantânea (2, 32).

A equação 17 descreve matematicamente a medição da vazão mássica desse método.

$$q_{mf} = \frac{\phi_1 + F_1(t_a - t_s)}{h_{g2} - h_{f2}} \quad (17)$$

Onde:

Φ_1 : potência elétrica fornecida ao calorímetro;

F_1 : fator de perda do calorímetro;

t_a : temperatura ambiente do calorímetro;

t_s : temperatura do fluido secundário (temperatura interna do calorímetro);

h_{g2} : entalpia específica de vapor superaquecido de refrigerante na saída do calorímetro;

h_{f2} : entalpia específica do refrigerante líquido sub-resfriado entrando na válvula de expansão.

Para determinar h_{g2} é necessário medir adicionalmente a temperatura e a pressão do vapor superaquecido do refrigerante na saída do calorímetro. A determinação de h_{f2} é realizada com a medição de temperatura e pressão do refrigerante líquido sub-resfriado entrando na válvula de expansão. Com as medições de temperatura e pressão nos dois casos, é possível calcular as entalpias com o uso de uma base de dados de propriedades termodinâmicas. No estudo de caso, essa base de dados foi o *Refprop* (53).

Figura 19 - Circuito de refrigeração método A (2)

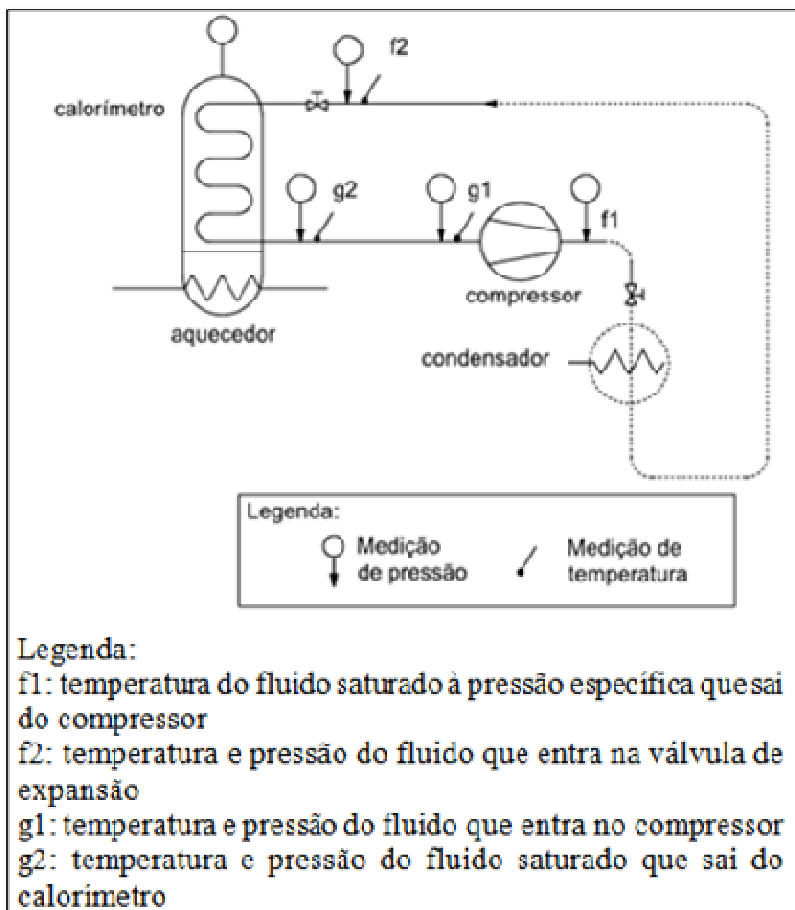
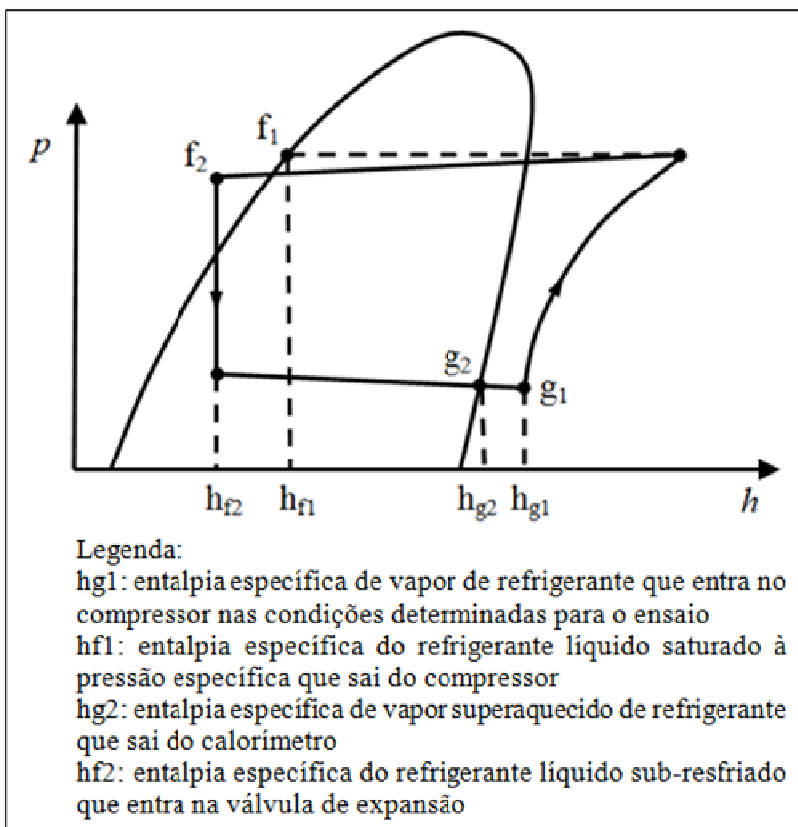


Figura 20 - Diagrama p versus h - calorímetro de fluido secundário (2)

Painéis de ensaios com uso do método A possuem características do circuito de refrigeração similares ao aplicado em painéis com método F, como se pode ver na figura 19.

A principal diferença encontrada no circuito de refrigeração é a posição do medidor de vazão mássica. No caso de painéis com método F o fluxímetro está posicionado depois do condensador e antes da válvula de expansão, onde o fluido está em fase líquida. Já em painéis com método A, o calorímetro está posicionado após a válvula de expansão e o fluido refrigerante está a baixa pressão e no estado gasoso.

Com o uso da equação 17 e a figura 21 é possível identificar no diagrama os pontos que representam as duas entalpias necessárias para calcular a vazão mássica.

Enquanto a medição de vazão por fluxímetro somente monitora a variação da medição instantânea de vazão mássica, em calorímetro, todas as grandezas utilizadas na equação 17 (página 64) possuem limites de variação que caracterizam a estabilidade do ensaio. Na sequência é descrito o limite de variação adotado para cada grandeza (valores reais adotados nos equipamentos da indústria no estudo de caso).

- pressões: $\pm 1\%$;
- potência elétrica fornecida ao calorímetro (Φ_1): $\pm 2\%$;
- temperatura ambiente do calorímetro (t_a): $\pm 1\text{ }^\circ\text{C}$;
- temperatura do fluido secundário (t_s): $\pm 0,3\text{ }^\circ\text{C}$;
- temperatura de entrada do calorímetro: $\pm 0,5\text{ }^\circ\text{C}$;
- temperatura de saída do calorímetro: $\pm 0,5\text{ }^\circ\text{C}$.

Um importante parâmetro para uma medição eficiente da capacidade de refrigeração é a calibração do fator de perda do calorímetro, já que a isolamento térmica do vaso de pressão dificilmente é perfeitamente isolado, e em caso de diferença entre a temperatura interna do vaso de pressão e seu entorno haverá troca de energia. Uma calibração para este equipamento, segundo a norma ISO 917 (2) deve ser realizada ajustando uma potência aplicada no fluido secundário de modo que haja pelo menos $15\text{ }^\circ\text{C}$ entre a temperatura interna e a temperatura ambiente no qual o dispositivo está inserido, enquanto não há fluxo do refrigerante primário. É necessário garantir que durante a estabilidade do processo de calibração não ocorra variação superior a $\pm 1\%$ da potência elétrica, $\pm 1\text{ }^\circ\text{C}$ na temperatura ambiente e $\pm 0,5\text{ }^\circ\text{C}$ na temperatura interna do calorímetro (2, 32).

O cálculo do fator de perdas usa a seguinte equação:

$$F = \frac{\phi_h}{t_p - t_a} \quad (18)$$

Onde:

Φ_h : potência elétrica no sistema de aquecimento do calorímetro;

t_p : temperatura média de saturação correspondente a pressão do fluido secundário;

t_a : temperatura média ambiente do calorímetro.

Como principais características técnicas desse método de medição de vazão mássica, tem-se:

Vantagens:

- não são sensíveis à variação de viscosidade e densidade do fluido refrigerante;
- não requerem montagens especiais para suas conexões de entrada e saída, como trechos retos ou outras exigências comuns em outras tecnologias;
- não sofrem influência da vibração externa;
- podem ser aplicados a um número elevado de fluidos refrigerantes.

Desvantagens:

- alta inércia térmica;
- se a montagem não for adequada, pode ocorrer acúmulo de óleo na serpentina presente em seu interior, provocando dificuldade no controle da pressão de sucção;
- são sensíveis à variação de temperatura externa;
- requer a determinação da eficiência da isolamento térmica das paredes do calorímetro;
- não são aplicados para medição de fluido em estado vapor;
- para tal aplicação, dificilmente estão disponíveis no mercado, demandando assim um projeto específico para cada aplicação;
- riscos de explosão em caso de falhas de controle e aporte de energia, decorrente de possível elevação significativa de temperatura e, conseqüentemente, pressão;
- manutenção mais elevada quando comparado aos fluxímetros.

Este capítulo apresentou os principais conceitos dos equipamentos de medição empregados no estudo de caso deste trabalho e, também, as principais vantagens e desvantagens no uso de cada método. No capítulo 4 são apresentadas as atividades experimentais avaliadas no desenvolvimento do estudo e seus impactos na variação da medição de vazão mássica com foco principal em variações sistemáticas. Inicialmente concentra-se a apresentação dos resultados dos ensaios aplicados ao fluxímetro em sistema e posteriormente os resultados das atividades experimentais ligadas ao calorímetro de fluido secundário.

4. PESQUISA EXPERIMENTAL

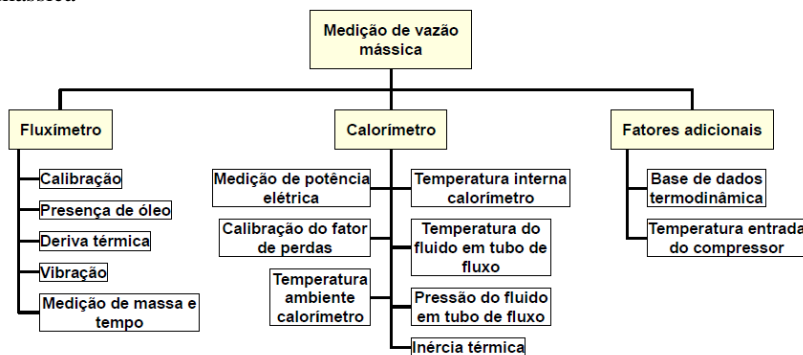
O estudo preliminar envolvendo diferentes laboratórios e equipamentos de medição de vazão mássica em ensaios de desempenho de compressores de refrigeração mostrou que diferenças de até 3% podem ser observadas, mesmo quando planos de calibração e manutenção são rigorosamente executados. Todos os painéis de ensaios incluídos no estudo possuem dois métodos de medição de vazão mássica, simultâneos e independentes: um faz o uso de calorímetro de fluido secundário (denominado método A na norma ISO 917 (2)), como medidor primário; o outro, como medidor secundário, emprega o método da medição de vazão mássica na fase líquida (denominado método F na norma ISO 917) com uso de um fluxímetro do tipo Coriolis.

Nesse contexto, neste capítulo são apresentados os estudos que buscam identificar quais são os fenômenos associados aos medidores de vazão mássica em sistema líquido (com tecnologia Coriolis) e calorímetro de fluido secundário, bem como características de ensaios que podem contribuir para a existência de diferenças sistemáticas entre diferentes tecnologias de equipamentos de medição.

O painel de ensaios de desempenho utilizado para o desenvolvimento do estudo deste caso, foi desenvolvido em parceria entre a empresa que está servindo como estudo de caso e a UFSC. Nesse painel também são utilizados dois métodos simultâneos e independentes de medição de vazão mássica, o método A e o método F. O estudo foi conduzido com o uso de apenas um fluido refrigerante no circuito de refrigeração, o isobutano, também conhecido na indústria como R600a.

As principais causas, evidenciadas na revisão bibliográfica e pelo conhecimento prático, que podem introduzir as diferenças encontradas entre os diferentes laboratórios estão indicadas na figura 22. Todas foram investigadas e são apresentadas no decorrer deste capítulo.

Figura 21 - Possíveis causas de erros sistemáticos na medição de vazão mássica



4.1. MEDIÇÃO DE VAZÃO MÁSSICA NA FASE LÍQUIDA COM USO DE UM FLUXÍMETRO DO TIPO CORIOLIS

A medição de vazão mássica pelo uso de fluxímetro é menos complexa quando comparado ao calorímetro, pelo fato de se tratar de um método de medição direto, além de não apresentar a inércia térmica existente em calorímetros. Por outro lado, este método de medição é menos conhecido na indústria de compressores de refrigeração. O equipamento de medição utilizado no estudo de caso é o modelo CMF010, do fabricante *Micromotion* (54).

A proposta de exploração deste método de medição envolve menos variáveis que no caso do calorímetro e é restringido no processo de calibração, na presença de óleo durante ensaios de desempenho de compressores, na presença de deriva térmica no equipamento de medição e na medição de vazão mássica de forma direta versus a medição de massa e de tempo. O detalhamento dessas investigações e os resultados obtidos estão descrito na sequência do trabalho.

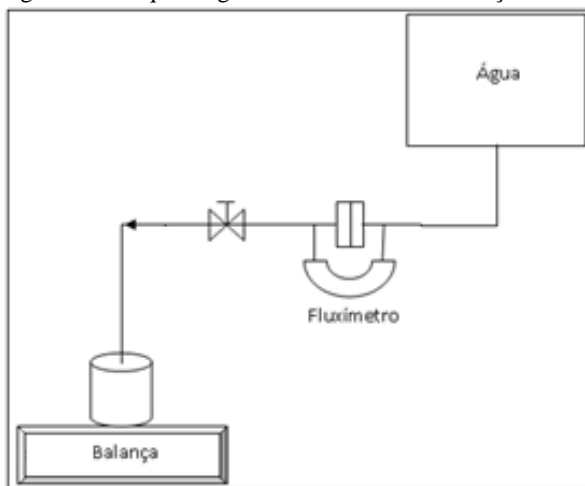
4.1.1. Calibração do fluxímetro

Segundo Dunphy (55), um importante aspecto dos fluxímetros Coriolis é a capacidade do equipamento medir em fase gasosa ou líquida, sem necessidade de haver correção no fator de calibração. Outro aspecto apresentado por esse mesmo autor é a linearidade destes equipamentos.

A calibração utilizando um líquido como fluido atualmente é considerada a alternativa que resulta em menores incertezas no processo de calibração. Com o objetivo de manter a melhoria contínua nesses processos de calibração, a indústria tem buscado novos procedimentos e equipamentos diferenciados tecnologicamente (23).

O processo de calibração atualmente aplicado nos medidores da empresa que disponibilizou os equipamentos é gravimétrico e com uso de fluido líquido. De forma simplificada o processo está representado na figura 22, e segundo (56) esse modelo de padrão possui excelentes características metrológicas. No processo adotado na empresa a água é utilizada como fluido de referência, enquanto que a aplicação destes medidores é realizada com outro fluido com características físicas bastante distintas, como o caso da densidade.

Figura 22 - Esquema geral da bancada de calibração usual



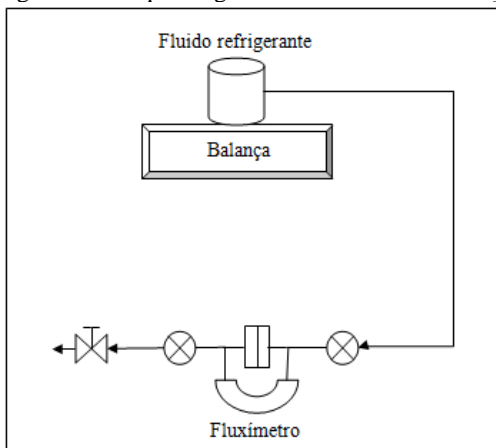
Nesse caso, é de suma importância que se faça um estudo para entender se há diferenças em calibrar um fluxímetro Coriolis com um fluido e aplicá-lo para medir outro fluido com características físicas distintas.

Para realização deste estudo foi desenvolvida uma nova bancada de calibração que permite o uso do próprio fluido refrigerante utilizado em ensaios de desempenho. Esse desenvolvimento seguiu algumas orientações de (57), que indica que um processo de calibração é constituído de uma seção geradora do fluxo, uma seção de ensaio (passagem do fluido pelo fluxímetro) e uma seção de pesagem.

Um aspecto bastante importante considerado no trabalho, orientado por (56), é que, devido à diferença do coeficiente de expansão térmica do material da tubulação que transporta o fluido e o próprio fluido, um erro sistemático pode ser causado se a temperatura do fluido ou da tubulação variar durante o processo de calibração, provocando nesse modo variação do volume interno dos tubos de fluxo e assim a massa medida na balança poderá ser diferente da massa medida no fluxímetro.

A bancada desenvolvida e construída para o estudo está representada de forma simplificada na figura 23. A balança, diferentemente do caso anterior, foi posicionada para medir a massa no acumulador de líquido responsável por fornecer o fluido para a calibração. A razão pela qual foi adotada essa prática é a dificuldade em armazenar o fluido refrigerante na saída do fluxímetro, já que a entrada de fluido num recipiente implica aumento de pressão e, consequentemente, dificulta manter constante a vazão que passa pelo fluxímetro.

Figura 23 - Esquema geral da bancada de calibração desenvolvida

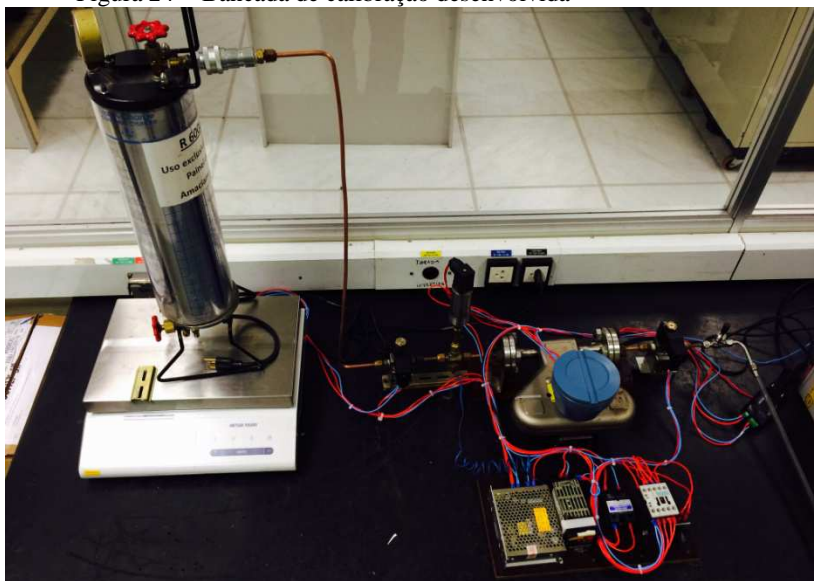


Nesse processo, a válvula de controle de vazão foi o último componente no circuito mecânico. Em caso da posição desse componente ser antes do fluxímetro, poderá ocorrer uma queda de pressão, uma possível expansão do fluido refrigerante e, consequentemente, possível formação de bolhas no interior do fluxímetro, além de mudança na temperatura do fluido. Adicionalmente, também foram instaladas duas válvulas *on/off* no circuito, uma

próxima a entrada do fluxímetro e outra na saída, ambas comandadas eletricamente e simultaneamente. Essas válvulas permitem interromper o fluxo de fluido, para se realizar a verificação da vazão mássica em vazão zero, com intuito de garantir a ausência de erro no ponto zero no processo de calibração.

Com o objetivo de minimizar o acúmulo de fluido no circuito, o comprimento da tubulação foi reduzida ao máximo. Assim pequenas variações de temperatura não provocam variação significativa no volume do circuito (por efeitos de dilatação térmica) e, conseqüentemente, na massa total de refrigerante no circuito mecânico. Adicionalmente a essa preocupação, foi adotado um controle da temperatura do fluido passando pelo fluxímetro, que realizado com o aquecimento do fluido diretamente na fonte de fornecimento sobre a balança.

Figura 24 - Bancada de calibração desenvolvida



A figura 24 é uma imagem da bancada de calibração construída e, como pode ser visto, toda a tubulação da bancada é rígida, com o objetivo de evitar variação de força sobre a garrafa e, por consequência, uma variação na medição de massa. No caso dessa figura, a tubulação está conectada na parte superior do cilindro de fluido refrigerante e, desse modo, na tubulação haverá somente a presença de fluido na fase

gasosa, já que o cilindro não possui tubo pescador. Para a calibração em líquido, a tubulação foi conectada na base do cilindro.

O processo de calibração foi realizado em duas faixas de vazão mássica: 1 e 1,5 kg/h, que compreende a faixa de medição que corresponde ao maior interesse do estudo. Adicionalmente foi feita a calibração com água, na bancada tradicional da empresa, para efeito de comparação. Na bancada desenvolvida, as calibrações foram realizadas com R600a líquido e gasoso, e R134a no estado gasoso, porém apenas para a vazão de 1,5 kg/h como pode ser visto na figura 25 e figura 26.

.Figura 25 - Calibração de vazão em 1 kg/h

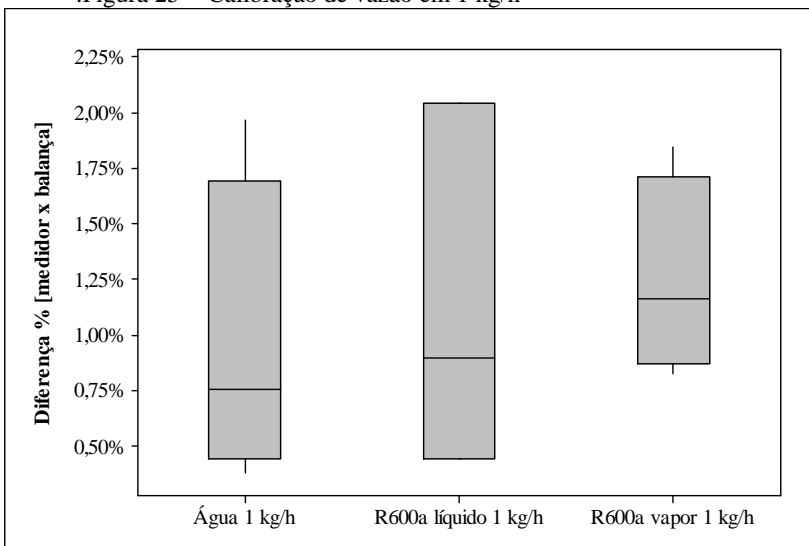
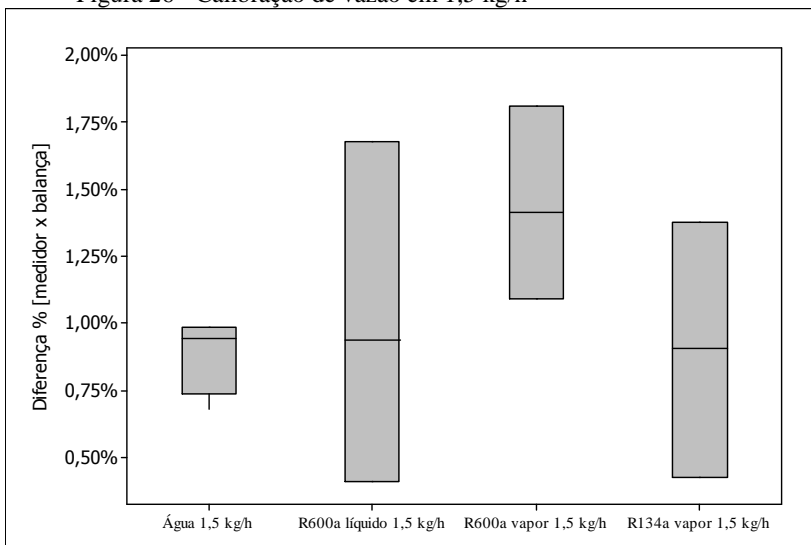


Figura 26 - Calibração de vazão em 1,5 kg/h



Com o objetivo de melhorar o intervalo de confiança dos resultados da calibração e utilizar a mesma regra utilizada na empresa que apoiou o estudo, optou-se por repetir 3 vezes o processo de calibração para todos os fluidos. Para todos os casos há diferença de medição de massa entre o fluxímetro e a balança e para todos os casos, o fluxímetro sempre mediu a mais que a balança. No entanto, não é possível caracterizar diferenças estatísticas com o uso de água, R600a e R134a. Esse fato apresenta evidências adicionais de que fluxímetros Coriolis podem ser calibrados com um fluido e serem utilizados na medição de outro fluido.

Algumas informações adicionais podem ser extraídas da figura 25 e figura 26. Na figura 25 a menor variação encontrada nas calibrações foi para o R600a vapor. Porém, com o aumento da vazão, figura 26, a calibração com água teve menor variação quando comparado aos outros fluidos e além disso apesar de não haver diferença estatística o valor médio da calibração a vapor para o R600a ficou deslocado das demais.

Com essa investigação não foi possível identificar diferenças significativas entre o uso de água ou R600a líquido na calibração. Por fim, durante os experimentos foi observado que a calibração de medidores de vazão é bastante complexa, requerendo condições de estabilidade de vazão e temperatura do fluido passando pelo medidor.

Sem esses cuidados a qualidade da calibração e consequentemente das medições, certamente é comprometida.

4.1.2. Presença de óleo lubrificante no circuito de refrigeração

Em sistemas de refrigeração de compressão a vapor, junto com o fluido refrigerante existe a presença de óleo de lubrificação, o qual é usado para selar e reduzir atrito entre partes mecânicas do compressor de refrigeração. Apesar do óleo ser essencial para o compressor, a migração do óleo para o sistema é quase inevitável (58, 59).

Em um painel de ensaios de desempenho de compressores é comum encontrar um separador de óleo antes do fluxímetro, com o objetivo de reduzir substancialmente a quantidade de óleo que passa pelo equipamento de medição. O separador de óleo é um componente que, instalado no circuito de refrigeração, tem o propósito de reter o óleo que está misturado com o fluido refrigerante, impedindo sua circulação no sistema. A separação do óleo é resultado da combinação de efeitos produzidos pela redução de velocidade e pela mudança de direção do gás, bem como da absorção do óleo a alta temperatura (60). Porém, os métodos existentes para separar o óleo do refrigerante, no entanto, não são totalmente eficazes e, por isso, sempre há uma parcela de óleo que permanece circulando no circuito de refrigeração. O óleo ao passar pelo fluxímetro é totalizado na medição de vazão mássica além de gerar oscilações na medição de vazão mássica e consequentemente aumentar a incerteza da medição.

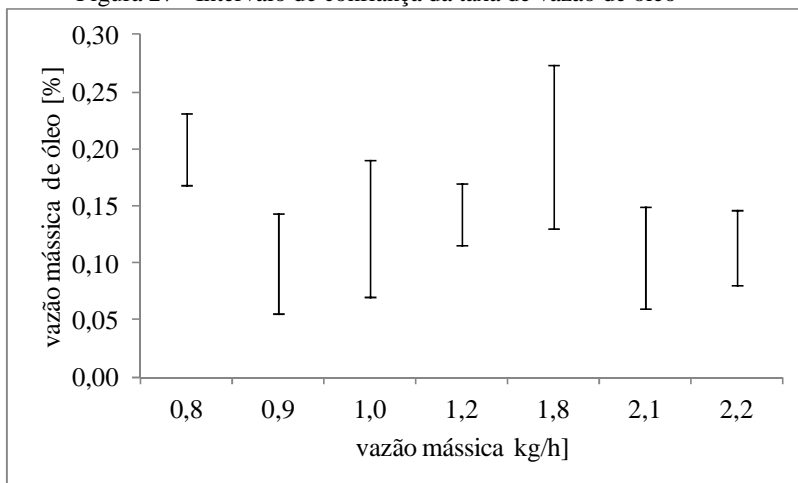
A análise da passagem do fluido pelo fluxímetro é bastante complexa, considerando que não é simples garantir a total separação do óleo do fluido refrigerante no circuito de refrigeração e ao mesmo tempo não há equipamentos de medição capazes de medir com baixa incerteza de medição a quantidade de óleo que passa através dos tubos de fluxo.

Ensaios de medição de circulação externa de óleo de compressores herméticos são comuns. Nesses ensaios, o compressor é ligado a um circuito de refrigeração e o óleo é retido no interior do separador de óleo e após um período determinado é realizada a remoção e medição da quantidade retirada no separador. Com a informação do tempo do ensaio, do volume de óleo retido no separador de óleo e suas propriedades físicas é possível quantificar a vazão mássica de óleo que sai do compressor.

A partir do conhecimento anterior, foi realizada uma análise de mais de trezentos ensaios de circulação externa de óleo para compreender a quantidade típica de óleo que é bombeada pelos

compressores no processo de compressão do gás e que passa a circular no circuito de refrigeração. Os resultados obtidos por essa análise estão ilustrados na figura 27. A média de todos os ensaios é de 0,14% do fluxo de massa do fluido refrigerante.

Figura 27 - Intervalo de confiança da taxa de vazão de óleo



Adicionalmente a esse entendimento, foram analisados as características técnicas do separador de óleo aplicado nesses estudos e que, segundo o fabricante, a eficiência é da ordem de 97% (61).

Partindo do conhecimento da taxa de óleo que circula em um circuito de refrigeração e da eficiência dos separadores em remover o óleo do fluido refrigerante é possível estimar que apenas cerca de menos de 0,004% de toda a massa que passa pelo fluxímetro é devido a massa do óleo. Por conta disso esse efeito pode ser considerado desprezível no contexto deste estudo.

4.1.3. Deriva térmica e temporal em vazão zero

O fabricante do modelo de fluxímetro utilizado neste estudo de caso afirma que o efeito da variação de temperatura do fluido de processo é bastante reduzido e informa no respectivo manual que para a medição de vazão mássica, a maior variação causada pela mudança de temperatura do fluido de processo entre o processo de zeramento e pela passagem de fluido pelo medidor durante um ensaio é de apenas $\pm 0,00019\%$ do valor final da faixa de medição do equipamento por $^{\circ}\text{C}$

(62). Para o caso do fluxímetro do estudo de caso, com faixa de medição de até 108 kg/h, o impacto é de $\pm 0,020\%$ da taxa de vazão mássica por $^{\circ}\text{C}$.

No entanto, evidências práticas em aplicações industriais mostram que as vezes as medições em vazão zero variam significativamente com a mudança de temperatura. Dessa forma, a existência da deriva térmica deteriora o desempenho de medidores, especialmente em baixas vazões (22, 63). Fisicamente espera-se que a variação da temperatura do fluido ou do ambiente afete as propriedades elásticas do fluxímetro, alterando a frequência natural dos tubos e consequentemente podendo influenciar na medição de vazão mássica e densidade. Adicionalmente, a variação de temperatura pode também influenciar a desempenho dos componentes eletrônicos e, consequentemente, as medições de vazão zero. Porém, teoricamente todas essas variações podem ser minimizadas com um projeto robusto da eletrônica, software e com compensação da variação da temperatura (44, 64).

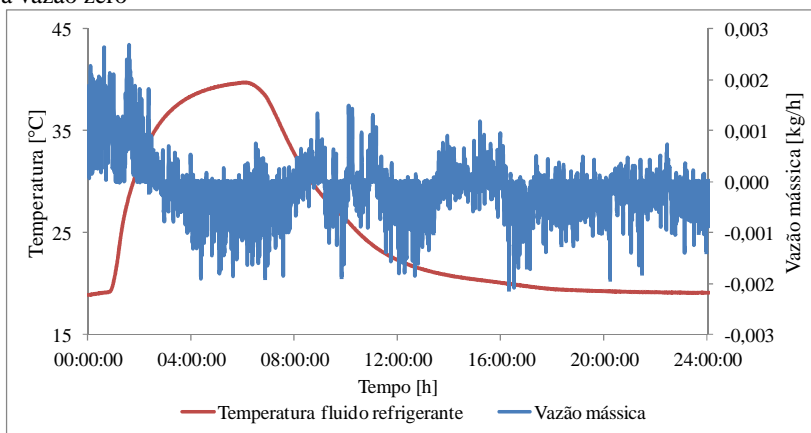
Para analisar se a variação de temperatura pode causar variações significativas na medição de vazão mássica, optou-se por realizar ensaios experimentais que provocassem a variação de temperatura no ambiente em torno do fluxímetro (em vazão zero) e, consequentemente, variações da temperatura do próprio fluxímetro - sensor e unidade eletrônica - e do fluido inserido nos tubos de fluxo do equipamento de medição. No modelo de fluxímetro utilizado nos ensaios, com tecnologia Coriolis, o sensor e a unidade eletrônica do equipamento de medição são fisicamente unidos e por isso nesse estudo não foi possível realizar ensaios que separassem as possíveis variações providas da unidade eletrônica ou do sensor Coriolis. O estudo foi realizado somente em condições de ausência de fluxo através do fluxímetro, pois em ensaios reais de desempenho de compressores é muito difícil impor uma condição de baixa variação de vazão mássica e, por isso, os efeitos de variação de vazão mássica podem ser provenientes de diversas fontes e, assim, seria muito difícil isolar somente o efeito causado pela variação de temperatura.

Para aproximar as condições de operação de um ensaio de desempenho, os tubos de fluxo do medidor foram carregados com R600a no estado líquido. O fluxímetro foi posicionado internamente a uma estufa com controle de temperatura. A variação de temperatura foi realizada entre (20 e 40) $^{\circ}\text{C}$.

Os resultados obtidos nesse estudo, figura 28, indicam que a variação de temperatura realmente provocou um pequeno efeito sobre a

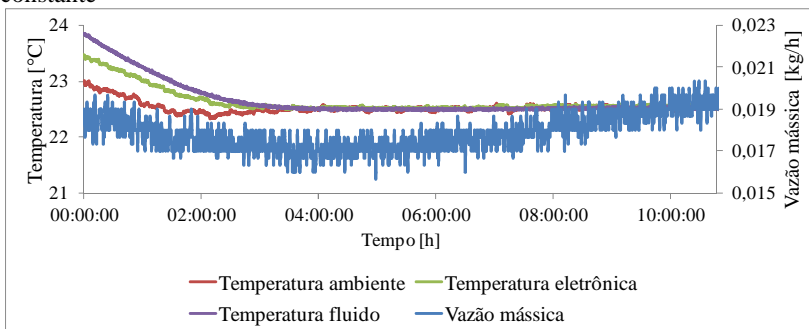
medição de vazão mássica, onde o aumento de 20 °C da temperatura do fluido provoca uma redução média da ordem de 2 g/h na medição de vazão mássica, porém pode representar um efeito de 0,3% na vazão mássica de 0,7 kg/h. No entanto, a variação da temperatura do fluido entre o processo de zeramento e durante um ensaio em geral é muito inferior aos 20 °C, pois o processo de zeramento do fluxímetro ocorre durante o ensaio de desempenho e em condições de baixa variação de temperatura, e por isso o efeito da variação na medição é bastante minimizado. Outro efeito identificado nesse estudo foi o fato de a medição de vazão no final do ensaio não retornar para o mesmo nível de medição do início do ensaio, apresentando-se como histerese à temperatura, porém não foi possível explicar de forma coerente sobre esse comportamento, apesar do grande esforço aplicado ao entendimento e, por isso, entende-se que é um problema intrínseco do equipamento de medição.

Figura 28 - Efeito da variação térmica sobre a medição de vazão mássica à vazão zero



Adicionalmente foi realizada a medição de vazão mássica em vazão zero por um longo período, sem provocar variação significativa de temperatura. É possível observar na figura 29 que a medição de vazão mássica não permaneceu constante ao longo do tempo.

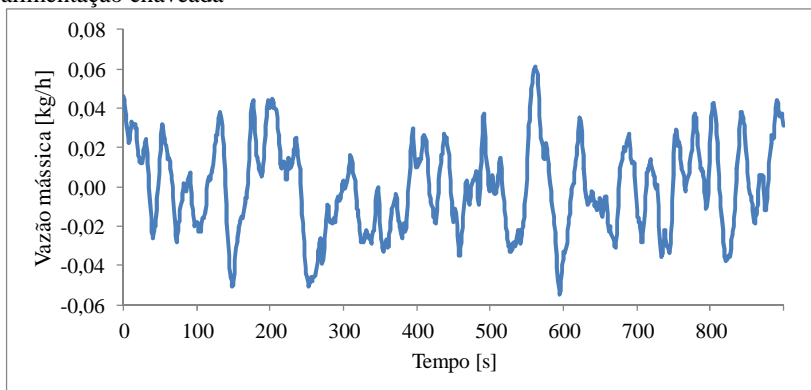
Figura 29 - Variação da vazão mássica em vazão zero com temperatura constante



As variações de medição de vazão mássica em vazão zero observadas nas figuras anteriores, portanto, estão na mesma ordem de grandeza da incerteza de medição informado pelo fabricante, onde o mesmo afirma que a estabilidade de vazão zero do modelo de fluxímetro usado no estudo é de 2 g/h, acrescida do efeito de temperatura que é de $\pm 0,020\%$ por $^{\circ}\text{C}$.

Durante a realização desse estudo observou-se adicionalmente que o uso de um tipo de fonte chaveada para a alimentação do fluxímetro provocou variação significativa na medição de vazão mássica em vazão zero, figura 30. A variação presente nessa figura poderia indicar a presença de fluido no estado gasoso no interior dos tubos de fluxo do fluxímetro, que estava preenchido com R600a no estado líquido. No entanto, após a troca da fonte chaveada por uma fonte linear, não ocorreu mais a variação da medição de vazão mássica. Após essa identificação foram usadas outras fontes de alimentação chaveadas e lineares, mas a variação da medição somente ocorreu com o uso de uma fonte específica. Porém, com o uso de um adaptador de barreira de proteção de segurança intrínseca (o qual é recomendado pelo fabricante) não ocorreu mais a variação de vazão mássica mesmo com o uso da fonte chaveada que apresentou a variação da figura 30.

Figura 30 - Variação de medição de vazão com uso de fonte de alimentação chaveada



Assim, os resultados experimentais mostram três informações bastante importantes. A primeira é que as variações de vazão mássica em vazão zero devido a variações de temperatura estão em acordo com a informação do manual do equipamento (figura 28). A segunda constatação é que a medição em vazão zero pode possuir deriva temporal (figura 29), o que também está em acordo com a informação do fabricante que indica que estabilidade em vazão zero é de 2 g/h. A terceira informação é a importância do uso do adaptador de barreira de proteção de segurança intrínseca, recomendado pelo fabricante do fluxímetro, especialmente em casos onde a fonte de alimentação do fluxímetro é chaveada.

4.1.4. Vibração no fluxímetro

O fabricante do fluxímetro utilizado no estudo de caso não indica restrições de vibração para a instalação do equipamento de medição. Adicionalmente, as incertezas de medição do produto estão relacionadas apenas com a taxa de vazão mássica e efeitos de variação de temperatura do processo. A única informação presente no manual do equipamento que indica os limites de vibração, diz que o equipamento de medição atende a norma IEC 68.2.6, em ensaios varrendo por 50 ciclos a faixa de frequência entre 5 e 2000 Hz, com aceleração de 1g (62).

No entanto, na literatura é possível encontrar informações que indicam que equipamentos de medição com tecnologia Coriolis são sensíveis à vibração externa, especialmente se a frequência da vibração for próxima da frequência natural do tubo de fluxo. A informação da

frequência natural dos tubos do fluxímetro não é encontrada no manual do equipamento e mesmo em contato com o fabricante não foi possível obtê-la.

Durante as medições relacionadas do estudo de deriva térmica foi possível observar que no momento em que a ventilação da estufa era ligada, ocorria uma variação bastante significativa da medição de vazão em vazão zero, figura 31, além de deslocar levemente a média da medição de vazão mássica. Dentre as observações, foi possível eliminar a hipótese de interferência elétrica (ruído elétrico) ou mesmo do efeito da própria ventilação sobre o fluxímetro. Por outro lado, o fluxímetro estava posicionado sobre uma prateleira da estufa, onde foi constatado que ao ligar a ventilação surgia uma pequena vibração que provocava o aumento da variação da medição de vazão mássica.

Partindo da observação que a vibração pode causar variação na medição de vazão mássica foi realizada uma série de experimentos para entender qual é o possível impacto da vibração sobre as medições de vazão mássica em fluxímetros com tecnologia Coriolis.

Para entender o efeito da vibração, o fluxímetro, incluindo sua base de fixação utilizada para posicionar o equipamento nos painéis de ensaio de desempenho, foi montado em uma posição na qual estava suspenso por pequenas cordas e conectado na base do equipamento a um *shaker* (figura 32), com capacidade de gerar vibração em uma grande faixa de frequência.

Figura 31 - Variação da vazão ligando a ventilação da estufa

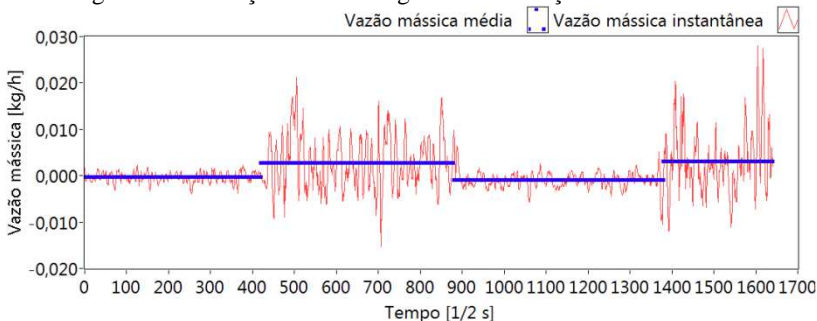
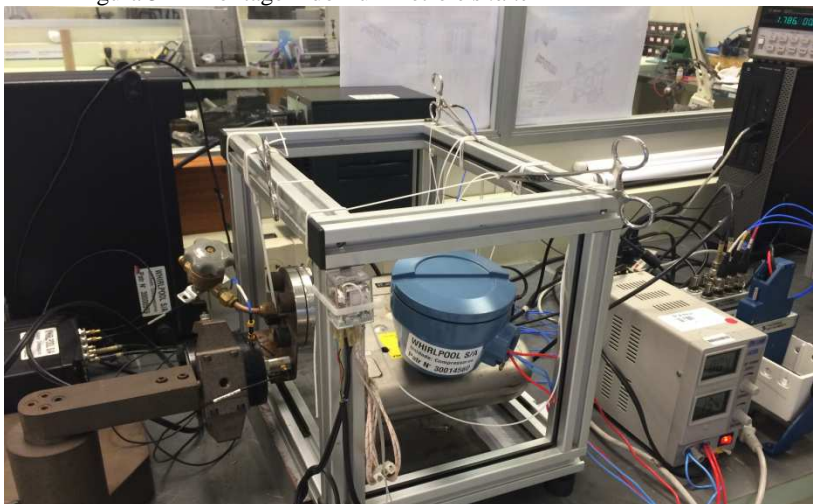
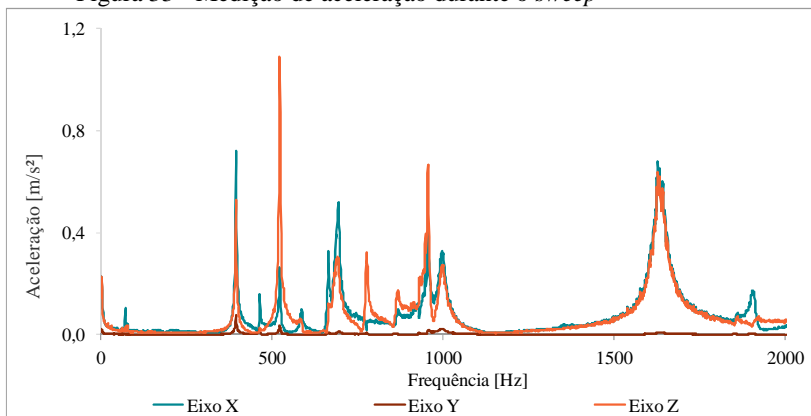


Figura 32 - Montagem do fluxímetro e *shaker*

O primeiro ensaio realizado foi gerado um *sweep*, entre (20 e 2000) Hz para identificar em quais frequências ocorriam excitações do conjunto que pudessem provocar ressonâncias e que talvez pudessem provocar variações na medição de vazão mássica em vazão zero. A excitação foi realizada no eixo x, enquanto a medição foi feita por um acelerômetro tri-axial para identificar vibrações nas três dimensões. Os resultados obtidos estão ilustrados na figura 33, porém a resposta também é observada nos eixos Y e Z.

Figura 33 - Medição de aceleração durante o *sweep*

A partir dos resultados do experimento anterior, foi realizado um estudo no qual o fluxímetro foi excitado, usando o *shaker*, com as frequências que ocorriam maior aceleração. No entanto, não foi possível observar aumento da variação da medição de vazão mássica nessas frequências. Nesse caso, optou-se por realizar um estudo provocando vibrações no fluxímetro (novamente com o *shaker*) usando frequências entre (20 e 2000) Hz, com incremento unitário. Para cada frequência foi realizado 200 medições da vazão mássica, sem ter nenhum filtro no processador do fluxímetro. O resultado obtido, figura 34, indica que as maiores variações de medição de vazão mássica estão presentes na faixa de frequência entre (92 e 103) Hz, que não corresponde a nenhuma das frequências identificadas figura 33.

Figura 34 - Fluxímetro excitado entre (20 e 2000) Hz

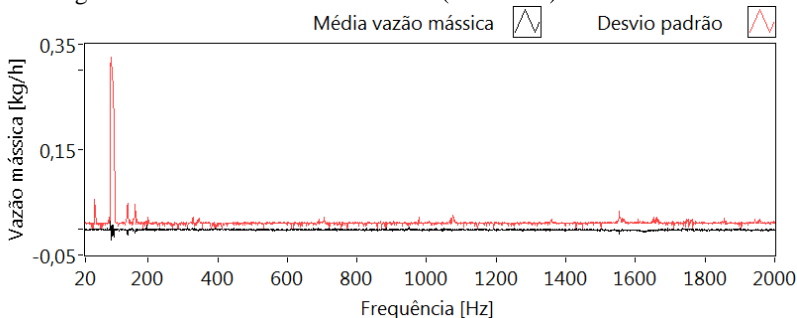
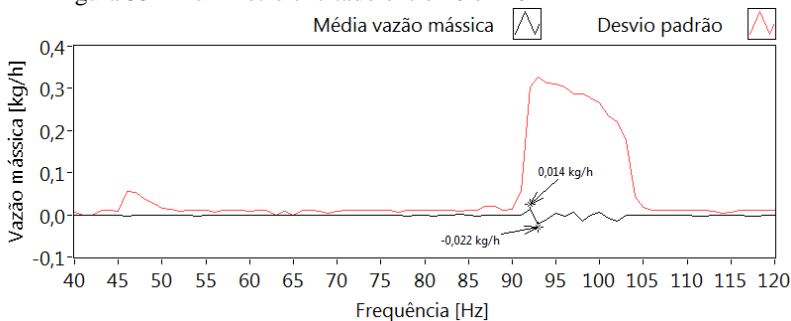


Figura 35 - Fluxímetro excitado entre 40 e 120 Hz



Na figura 34 é possível observar que, além da variação elevada da medição de vazão (representado pelo desvio padrão), o valor médio medido pode ser deslocado do valor nulo, porém com efeito aleatório. A maior amplitude da vazão mássica medida nesse intervalo foi de 36 g/h, que pode provocar um erro sistemático bastante elevado, se a zeragem

for realizada nessas condições, para medições de baixas vazões. A figura 36 e a figura 37 indicam a variabilidade das medições em diferentes frequências. Na variação presente na figura 36 percebe-se uma distribuição normal, porém no caso da figura 37 o efeito é muito diferente, com a distribuição tendendo a U, além de ter uma variação muito elevada da medição de vazão mássica.

Figura 36 - Histograma na frequência de 20 Hz

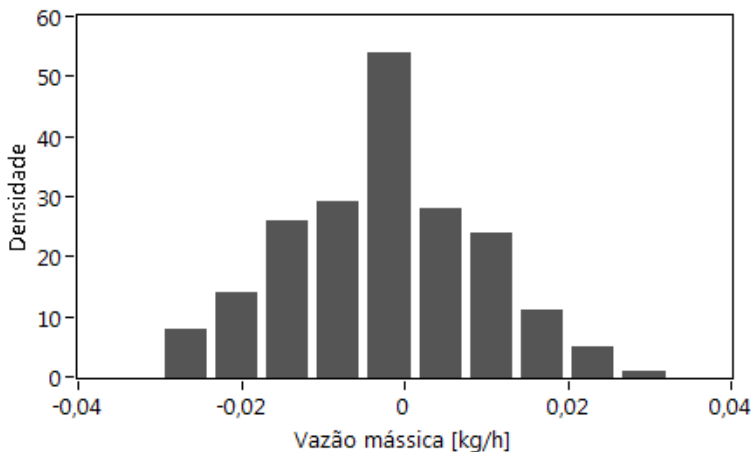
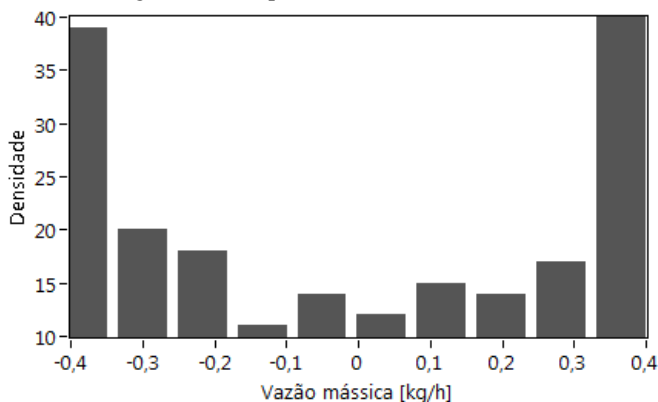


Figura 37 - Histograma na frequência de 98 Hz



Por fim, optou-se por medir o nível de vibração em diferentes fluxímetros, instalados em diferentes painéis de desempenho, para compreender quais eram os níveis de vibração presentes sobre cada equipamento de medição, utilizando novamente um acelerômetro tri-

axial. Como pode ser visto na figura 38, não foram identificadas vibrações entre (92 e 103) Hz. A partir da vibração total (raiz quadrada da soma quadrática de todos os eixos) para o pior caso obtido, foi realizada uma excitação, com ruído branco (considerando a faixa de frequência entre 20 e 2000 Hz), sobre o fluxímetro com o mesmo nível de energia. Como pode ser visto na figura 39, a distribuição da medição é normal e não resulta em variações significativas na medição, como os apresentados na figura 37.

Figura 38 - Medição da aceleração do fluxímetro instalado em painel de desempenho

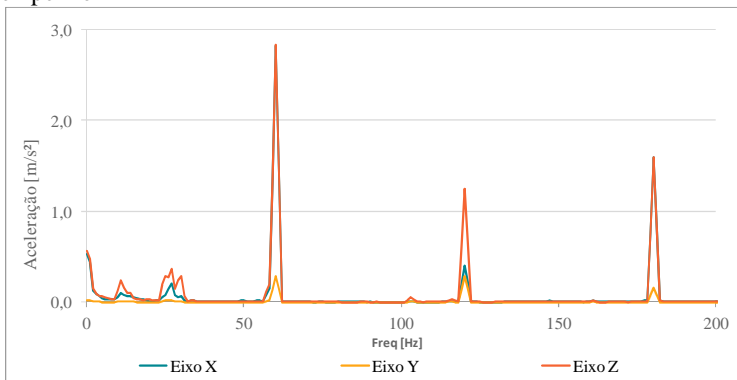
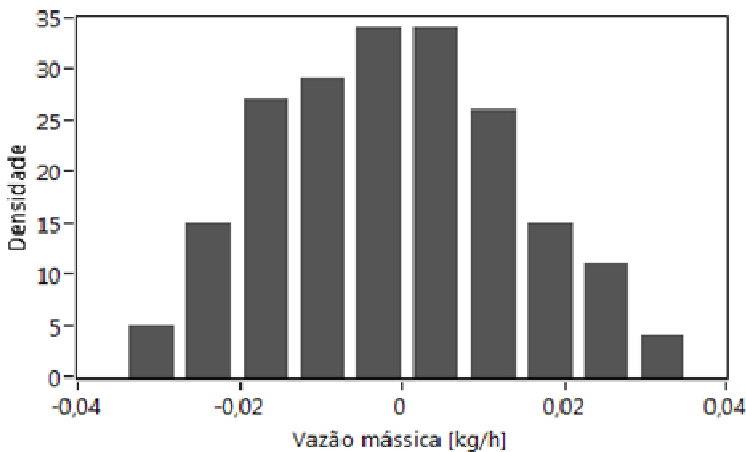


Figura 39 - Pareto com ruído branco



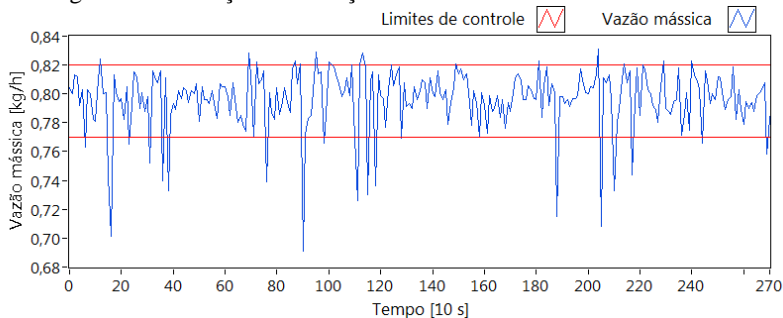
Logo, os resultados indicam que na aplicação prática do fluxímetro Coriolis (no caso específico da aplicação da empresa estudada) não há a presença de níveis de vibração significativo na faixa de frequência identificada como crítica.

4.1.5. Medição de vazão mássica versus medição de massa e tempo

A medição de vazão mássica em ensaios de desempenho, no estudo de caso, é realizada pela medição de um único ponto de aquisição da vazão mássica instantânea em intervalos de dez segundos entre cada medição. O resultado final do experimento é a média de todos os valores individuais no período em regime.

Por se tratar de uma medição discreta, não há acompanhamento da taxa de vazão instantânea de modo contínuo ao longo do ensaio. A figura 40 exemplifica a medição de vazão mássica em um ensaio considerado em regime, apesar da existência de alguns pontos fora dos limites de controle. Desse modo, a oscilação presente em um ensaio como no exemplo dessa figura, pode provocar um deslocamento da média para cima ou para baixo do valor real médio de vazão mássica.

Figura 40 - Variação de medição mássica instantânea



O fluxímetro usado para a medição de vazão mássica no estudo de caso, com uso do princípio Coriolis, permite medir a vazão mássica instantânea bem como a massa total do ensaio. A partir dessa informação é possível utilizar a massa total e o tempo de ensaio, e também quantificar o valor médio de vazão mássica. O grande ganho em se utilizar a medição de massa total é que a medição é computada diretamente pelo fluxímetro em tempos muito inferiores quando comparado aos dez segundos realizado pelo software de aquisição de

dados do ensaio de desempenho e, por isso, a oscilação de vazão mássica presente no ensaio é computada ao longo do tempo.

Para efeito de análise, diversos ensaios foram realizados com a vazão mássica medida com uso dos dois métodos citados acima simultaneamente e com o uso do mesmo equipamento de medição. A primeira utiliza a medição de vazão mássica realizada em períodos de dez segundos, que é o método de medição direto de vazão mássica. A medição adicional realizada nos ensaios foi a medição de massa, acrescida da medição do tempo. Para o segundo caso, a medição da vazão mássica média dos ensaios foi realizada com o uso da equação 16.

$$q_{mf} = \frac{m_f - m_i}{t_f - t_i} \quad (19)$$

Onde:

q_{mf} : vazão mássica [kg/h];

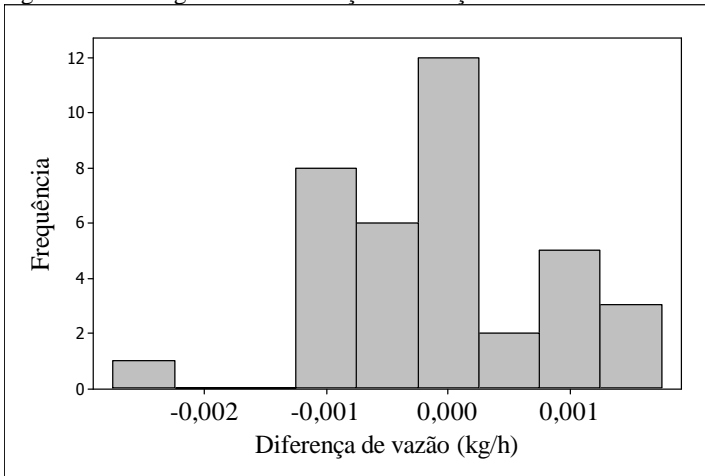
m_f : massa total final [kg];

m_i : massa total no instante inicial do regime [kg];

t_f : momento do final do ensaio [h];

t_i : momento do início do regime [h].

Figura 41 - Histograma da diferença de medição entre os métodos



As medições foram realizadas com vazão mássica entre 1 e 3,5 kg/h em um total de 37 ensaios. As diferenças encontradas entre os dois

métodos estão apresentadas no histograma da figura 41, sendo que a maior concentração de resultados está localizada entre -1 e +1 g/h, embora a maior incidência de resultados é nula.

Para suportar o entendimento de que as diferenças encontradas entre os métodos não são significativas, foi realizado um teste de hipótese para cada faixa de vazão e os resultados, como podem ser vistos na tabela 1 indicam p-valores muito superior a 0,05 e isso significa que estatisticamente, as medições realizadas pelos dois métodos são idênticas. Nessa mesma tabela, uma informação adicional importante é que o desvio padrão dos dois métodos é muito similar.

Tabela 1 - Teste de hipótese

Método de medição	Número de medições	Média	Desvio padrão	P-Valor
Medição de vazão mássica (kg/h)	7	1,079	0,012	0,97
Medição de massa total e tempo (kg/h)		1,079	0,013	
Medição de vazão mássica (kg/h)	12	1,590	0,014	1,00
Medição de massa total e tempo (kg/h)		1,590	0,014	
Medição de vazão mássica (kg/h)	11	1,725	0,017	1,00
Medição de massa total e tempo (kg/h)		1,725	0,017	
Medição de vazão mássica (kg/h)	7	3,547	0,012	0,92
Medição de massa total e tempo (kg/h)		3,548	0,013	

Logo, não é possível provar estatisticamente que as medições entre os dois métodos são diferentes e então pode-se afirmar que as pequenas diferenças encontradas são desprezíveis no contexto deste estudo.

4.2. MEDIÇÃO DE VAZÃO MÁSSICA USANDO CALORÍMETRO DE FLUIDO SECUNDÁRIO

O processo de medição de vazão mássica com o uso de calorímetros representa uma técnica muito útil em diversos processos industriais. No entanto, por se tratar de um método de medição indireto e ser dependente da medição de diversas grandezas físicas, é considerado um método complexo e que requer cuidados em seu uso para não resultar em erros sistemáticos (52).

Na indústria da refrigeração é comum o uso de calorímetros em aplicações de medição de vazão mássica em ensaios de desempenho de compressores de refrigeração. Um dos métodos comumente utilizado e de interesse deste estudo é o calorímetro de fluido secundário. Como o

objetivo do estudo é identificar possíveis diferenças de medição encontradas entre dois métodos, é fundamental investigar todas as variáveis que possam contribuir para possíveis erros deste método de medição.

Há diversas ferramentas que permitem identificar e aprimorar as variações existentes em processos que influenciam a qualidade de produtos ou medições. Dentre elas, há uma ferramenta que se destaca, o DOE (*Design of Experiments*), que permite variar os parâmetros de entrada de um modelo e identificar as variações ocorridas nos resultados de interesse (65).

Conhecendo as grandezas físicas que podem influenciar na medição de vazão mássica é possível realizar um estudo numérico com uso do DOE. A finalidade principal é identificar quais são as variáveis que são importantes para explicar as variações da medição e neste estudo podem ser um indicador de sensibilidade da variação de vazão mássica. Partindo da equação 17 (página 64), para cada uma das variáveis foram estabelecidos dois níveis de variações que são factíveis para ensaios de desempenho e aceitáveis por normas internacionais (tabela 2), exceto para o caso do fator de perdas que é constante. Assim, nesse estudo foram considerados cinco fatores, resultando em um total de 32 interações, exemplificado na tabela 3.

Tabela 2 - Variáveis do estudo e seus limites de variação

Fator	Variável	Mínimo	Máximo
A	Potência fornecida ao calorímetro [W]	100,0	101,0
B	Temperatura ambiente do calorímetro[°C]	31,9	32,5
C	Temperatura interna do calorímetro[°C]	31,9	32,5
D	h_{g2} [kJ/kg]	611,1	612,2
E	h_{g1} [kJ/kg]	276,0	277,6

Destaca-se que as entalpias presentes na equação 17 (página 64) não são medições diretas. Assim, para determinar as variações de h_{g2} , foram adotadas variações de temperatura e pressão do vapor superaquecido do refrigerante na saída do calorímetro. No caso de h_{f2} foram adotadas variações de temperatura e pressão do refrigerante líquido sub-resfriado entrando na válvula de expansão. Com o uso de temperatura e pressão nos dois casos, é possível calcular as entalpias aplicando-se uma base de dados de propriedades termodinâmicas. Logo, o nível de variação para cada entalpia (máximo e mínimo), foram determinados a partir de variações de temperatura e pressão.

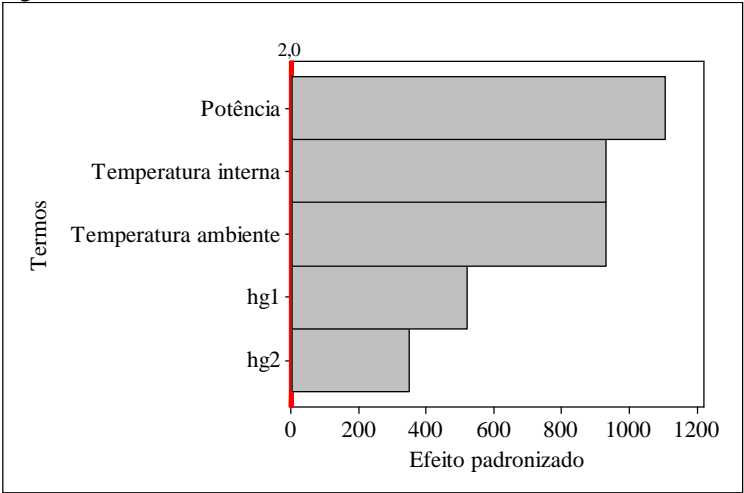
Tabela 3 - Interação entre as variáveis

Ensaio	Potência fornecida calorímetro	Temperatura ambiente	Temperatura interna	hg2	hg1
1	-	-	-	-	-
2	+	-	-	-	-
3	-	+	-	-	-
4	+	+	-	-	-
5		-	+	-	-
...					
28	+	+	-	+	+
29	-	-	+	+	+
30	+	-	+	+	+
31	-	+	+	+	+
32	+	+	+	+	+

+ : limite superior - : limite inferior

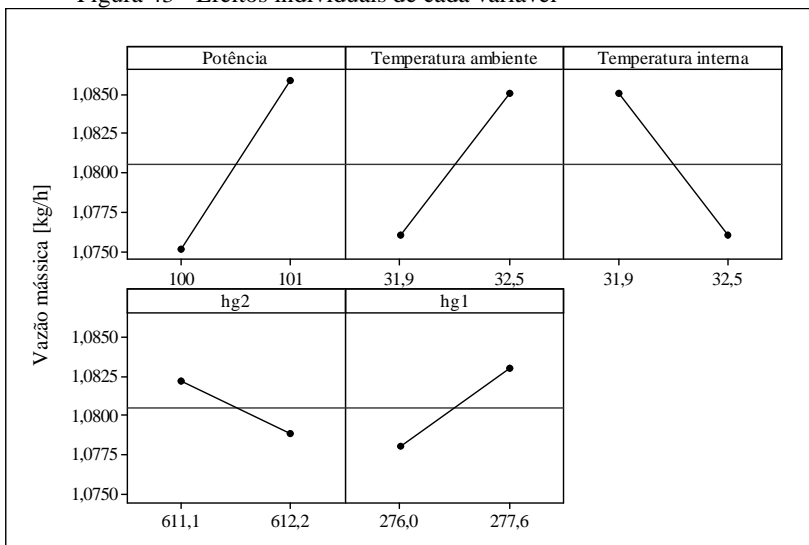
A figura 42 representa o resultado do estudo do DOE. Utilizando os conhecimentos aplicados a essa ferramenta é possível concluir que todas as variáveis possuem influência significativa sobre o resultado de medição de vazão mássica. Note que nesse caso nem foi necessário informar a interação entre as grandezas, já que individualmente todas influenciam significativamente no resultado de medição de vazão mássica.

Figura 42 - Resultado do DOE



A figura 43 indica os efeitos individuais de cada uma das variáveis avaliadas. Nesse gráfico pode-se identificar que o maior efeito individual na variação da vazão mássica é devido a potência elétrica do calorímetro.

Figura 43 - Efeitos individuais de cada variável



O impacto de cada variável sobre a medição de vazão mássica também está indicada na tabela 4 e observa-se que as variações podem ser bastante significativas. Para todos os casos, o efeito na vazão mássica considera o limite superior menos o limite inferior e, por isso, há variáveis que aumentam o resultado de vazão mássica enquanto outros diminuem.

Tabela 4 - Sensibilidade de cada fator no DOE

Variáveis	Efeito na vazão mássica [kg/g]	Variação % sobre a vazão mássica
Potência fornecida ao calorímetro [W]	0,011	1,0%
Temperatura ambiente do calorímetro[°C]	0,009	0,8%
Temperatura interna do calorímetro[°C]	-0,009	-0,8%
hg2 [kJ/kg]	-0,003	-0,3%
hg1 [kJ/kg]	0,005	0,5%

Assim, podemos entender que a medição de vazão mássica pelo uso do balanço de energia em um calorímetro de fluido secundário realmente é um método bastante complexo, e que pequenas variações nas medições de pressão, temperatura e potência elétrica fornecida ao calorímetro influenciam significativamente no resultado. Logo, faz-se necessária uma exploração mais detalhada de cada uma dessas

grandezas físicas. O detalhamento dessas investigações e os resultados obtidos estão descrito na sequência do trabalho.

4.2.1. Medição da potência elétrica fornecida ao calorímetro

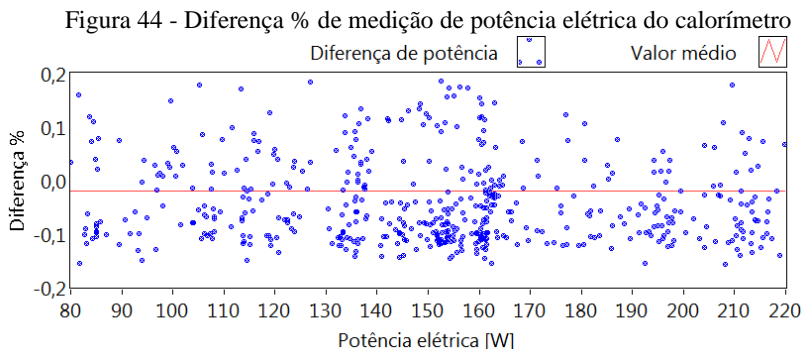
A medição da potência elétrica fornecida ao calorímetro, nos painéis de medição da empresa que serve de estudo de caso, tradicionalmente é realizada com o uso de um equipamento de medição disponível no mercado. Para realizar a medição de potência elétrica é necessário realizar medições de tensão e corrente. A tensão de alimentação é realizada nos terminais elétricos dos resistores de aquecimento para evitar agregar os valores de impedância no circuito elétrico. A medição de corrente, por ser uma medição em série, não precisa dos mesmos cuidados que a medição de tensão e, por isso, pode ser realizada em qualquer ponto do circuito elétrico.

Para garantir que a variação da medição de vazão mássica não fosse afetada pela qualidade da medição da potência elétrica, foi adotado no painel em estudo o uso de um segundo equipamento de medição, intercalado e independente ao primeiro. O primeiro equipamento de medição utilizado foi um multímetro de 6-1/2 dígitos, do fabricante *Keithley*, o qual possui excelentes características metrológicas. O segundo, é um medidor de grandezas elétricas (MGE) desenvolvido por Barbosa (1), que possui características metrológicas ainda melhores quando comparado aos equipamentos de medição disponíveis no mercado. O diferencial desse segundo equipamento de medição é resultado de seu desenvolvimento ter sido focado exclusivamente para essa aplicação.

Nos dois equipamentos as grandezas medidas de forma direta são tensão e corrente elétrica e a potência elétrica é computada no software de aquisição de dados através do produto das duas variáveis. A medição de tensão de alimentação do calorímetro é realizada na base dos resistores elétricos de aquecimento e em paralelo para os dois equipamentos. Já a corrente elétrica foi medida com os medidores em série, porém um equipamento de medição foi instalado na linha de fase e outro na linha de neutro, com o objetivo de identificar possível fuga de corrente no circuito elétrico. As medições foram realizadas de forma intercaladas entre os equipamentos de medição, para não ocorrer influência de um equipamento sobre o outro.

Nesta avaliação foi considerado um total de mais de quinhentos ensaios, e as medições foram realizadas na faixa de potência entre 80 W e 220 W (faixa de vazão mássica entre 0,85 e 2,5 kg/h). A diferença

encontrada entre os dois métodos teve valor médio muito próximo a zero, ilustrado na figura 44. De forma estatística é possível provar que não há diferença de medição entre os medidores.



Logo, o método de medição de potência elétrica atualmente empregado no painel de ensaios não introduz variação significativa na medição de potência elétrica fornecida ao calorímetro de fluido secundário.

4.2.2. Calibração do fator de perdas do calorímetro

No capítulo 3 foi citado que um calorímetro dificilmente é completamente isolado e que em caso de diferença de temperatura entre a temperatura do fluido interno ao calorímetro e a temperatura do ambiente em seu entorno haverá troca de energia. Essa troca de energia, se não for conhecida e contabilizada no balanço energético, pode contribuir na variação da medição de vazão mássica. Isso explica o motivo pelo qual todos os calorímetros dos painéis de desempenho da empresa analisada passam por um processo de calibração para definir a taxa de troca de energia térmica na presença de diferença de temperatura.

Nesse processo atual de calibração, remove-se o calorímetro do painel de ensaios, levando o mesmo para uma sala climatizada com controle de temperatura com baixa variação térmica. Essa sala possui um volume muito superior ao do ambiente em que o calorímetro fica inserido no painel de ensaio. Desse modo, o atual ambiente de calibração não representa as condições reais de uso do aparato e, por isso, existem dúvidas se o método de calibração atual é adequado, frente

às necessidades de incerteza de medição esperadas em ensaios de desempenho de compressores de refrigeração.

Na análise de sensibilidade realizada com uso de DOE, não foi possível variar esse fator, pois é um fator fixo no cálculo de vazão mássica. Mas caso o mesmo não tenha sido adequadamente determinado, a medição de vazão mássica pode ser afetada.

A partir dessas dúvidas, foram propostos dois diferentes métodos adicionais de calibração do fator de perdas do calorímetro, com o objetivo de representar soluções mais parecidas com as condições reais de aplicação do calorímetro. No primeiro método, o processo de calibração teve apenas uma mudança: enquanto no método tradicional o calorímetro é removido do painel de ensaios, o novo método manteve o calorímetro na posição de uso dentro do painel de ensaios. Dessa maneira, as características físicas reais do posicionamento do calorímetro permanecem inalteradas. Por fim, todo o processo de calibração foi realizado seguindo as condições de contorno definidas na ISO 917 (2), como citado no capítulo anterior. Tanto o processo de calibração adotado pela empresa quanto no método proposto neste parágrafo, a calibração é realizada sem fluxo do refrigerante primário pela serpentina e o tempo demandado para estabilização é de dezenas de horas, representando um caso estático.

O segundo método experimental de calibração proposto reproduziu todas as condições de operação do calorímetro, representando desse modo um experimento com fluxo de refrigerante passando pela serpentina do trocador de calor.

O detalhamento dos três métodos ensaiados e os resultados obtidos estão descrito na sequência.

4.2.2.1. Calibração estática tradicional

Na caracterização do fator de perdas térmicas, o calorímetro foi removido do painel de desempenho e posicionado em um ambiente com volume dezenas de vezes maior que o volume real do ambiente que está instalado. Nesse caso, o tempo para atingir o regime da temperatura ambiente foi da ordem de 10 horas, acrescido de mais 10 horas para a estabilização da temperatura interna do calorímetro, para atingir uma condição de mínima variação de temperatura. O tempo total do processo de calibração não representa a aplicação do equipamento, considerando que os ensaios de desempenho de compressores de refrigeração levam em torno de (2,5 a 5) horas, dependendo do painel de desempenho.

Nesse processo de calibração foi necessário aplicar uma potência elétrica da ordem de 24 W para manter a temperatura interna do calorímetro cerca de 17 °C superior à temperatura ambiente no qual o calorímetro estava inserido. A ISO 917 (2) estabelece que a diferença de temperatura seja de pelo menos 15 °C.

A partir das medições estáveis da temperatura interna do calorímetro, da temperatura do ambiente que o calorímetro estava inserido e da potência elétrica dissipada pelos resistores do calorímetro, foi possível utilizar as medições na equação 18 para determinar a taxa de energia resultante da diferença de temperatura. O fator de perdas do calorímetro resultante desse ensaio foi de 1,4 W/°C.

4.2.2.2. Calibração estática sem remoção do calorímetro do painel de desempenho

O segundo método utilizado para a calibração do fator de perdas difere do anterior pelo fato do calorímetro ser mantido no painel de desempenho, exatamente na mesma posição em que usado na rotina e, além disso, toda a estrutura mecânica do circuito de refrigeração estava conectada ao calorímetro. Esse método representa melhor a realidade de aplicação do calorímetro, onde todo o processo de convecção (natural ou forçada) necessário para realizar o controle de temperatura ambiente sobre o calorímetro é reproduzido nas reais condições de aplicação e, adicionalmente, caso exista qualquer perda térmica por meio de condução pela tubulação mecânica, essa parcela será englobada nesse processo de calibração.

Diferentemente do método anterior onde tradicionalmente realiza-se somente um ensaio, para esse caso, foram realizados quatro ensaios com diferentes temperaturas e com a diferença de temperatura interna e ambiente em quatro níveis diferentes, com o objetivo de conhecer melhor o intervalo de confiança dos resultados da calibração.

Tabela 5 - Resultados da calibração estática proposta

Temperatura ambiente (°C)	Temperatura interna calorímetro (°C)	Potência (W)	Fator de perdas medido (W/°C)
22,5	33,3	18,3	1,71
25,0	32,6	12,9	1,71
25,0	29,1	7,3	1,78
23,0	26,9	6,9	1,77

Os valores medidos foram diferentes em relação ao método tradicional e o resultado médio das quatro medições foi de 1,75 W/°C. Logo, a diferença entre o método tradicional e esse método foi de 0,35 W/°C, o que representa uma diferença relativa da ordem de 25%.

4.2.2.3. Método de calibração com fluxo de fluido refrigerante

Por fim, foi realizado o processo de calibração mais complexo, no entanto entende-se que é o caso onde o método de medição mais se aproxima da realidade dos ensaios de desempenho. Por outro lado, esse é o ensaio que mais pode apresentar incerteza na medição, em função da necessidade de manter em condições de regime uma quantidade grande de variáveis, incluindo o próprio compressor em ensaio.

O procedimento experimental proposto consiste em uma calibração durante um ensaio de desempenho, com fluxo de fluido refrigerante através da serpentina. Durante o processo inicial, as temperaturas interna e ambiente do calorímetro possuem um *setpoint* de controle comum, ou seja, as duas temperaturas são estabilizadas num mesmo valor. Após ocorrer essa condição de regime, a vazão mássica média é medida por um fluxímetro e também pelo próprio calorímetro.

Partindo do princípio que a vazão mássica permanece constante enquanto as condições de pressões e temperaturas sobre o compressor não são alteradas, é possível aplicar um degrau de temperatura de alguns graus Celsius na temperatura ambiente do calorímetro reduzindo o valor de *setpoint* de controle. Logo, se existe diferença de temperatura entre o calorímetro e o ambiente ocorrerá transferência de energia do calorímetro para o ambiente e, para manter a temperatura interna do calorímetro constante, será necessário aumentar a potência elétrica fornecido aos resistores. Por outro lado, a vazão mássica de fluido refrigerante que passa pelo calorímetro não é alterada, bem como no fluxímetro que não sofre nenhuma influência da mudança de temperatura do ambiente do calorímetro. Partindo dessa hipótese, podemos descrever matematicamente que:

$$kq_{mf_1} = q_{mf_2} \quad (20)$$

Onde

k: fator de correção em caso de variação da vazão mássica medida pelo fluxímetro antes e depois do degrau de temperatura;

q_{mf} : vazão mássica medida pelo fluxímetro;

índice 1: momento do ensaio em que a temperatura interna e ambiente do calorímetro possuem *setpoint* iguais;

índice 2: momento do ensaio em que a temperatura interna e ambiente do calorímetro possuem *setpoint* diferentes.

Partindo da equação 17 (página 64), de medição de vazão mássica medida pelo calorímetro, e considerando a igualdade de vazão mássica da equação 20, pode-se combinar as equações na equação 21.

$$k \frac{(\phi)_1 + (F_1)_1((t_a)_1 - (t_s)_1)}{(h_{g2})_1 - (h_{f2})_1} = \frac{(\phi)_2 + (F_1)_2((t_a)_2 - (t_s)_2)}{(h_{g2})_2 - (h_{f2})_2} \quad (21)$$

Como o fator de perdas do calorímetro é constante para os dois momentos do ensaio, a equação pode ser reescrita isolando o fator de perdas do calorímetro e assim é possível medir o mesmo em um ensaio com fluxo de fluido refrigerante passando pelo calorímetro.

$$F_1 = \frac{\frac{k(\phi)_1}{(h_{g2})_1 - (h_{f2})_1} - \frac{(\phi)_2}{(h_{g2})_2 - (h_{f2})_2}}{k \frac{((t_a)_1 - (t_s)_1)}{(h_{g2})_1 - (h_{f2})_1} - \frac{((t_a)_2 - (t_s)_2)}{(h_{g2})_2 - (h_{f2})_2}} \quad (22)$$

Com o uso da equação 22, foi possível medir o fator de perdas do calorímetro para seis ensaios, em diferentes condições de operação. A média dos seis resultados realizados com o uso desse método foi de 1,6 W/°C. Com esse novo resultado percebe-se que tem-se um terceiro fator de perdas diferente com o uso de três métodos de calibração. A diferença com o método tradicional é de 0,2 W/°C, enquanto que a diferença para o segundo método estudado é de 0,15 W/°C, ou seja, um valor intermediário aos dois métodos anteriores.

Tabela 6 - Resultados da calibração dinâmica

t_{a1} (°C)	t_{a2} (°C)	t_{s1} (°C)	t_{s2} (°C)	$\dot{Q}1$ (W)	$\dot{Q}2$ (W)	q_{mf1} (kg/h)	q_{mf2} (kg/h)	k	Δh_1 (kJ/kg)	Δh_2 (kJ/kg)	F_1 (W/°C)
32,2	30,0	32,4	32,7	185,1	190,0	1,98	1,99	1,005	93,00	93,04	1,61
32,2	25,0	32,0	33,0	165,3	178,1	1,79	1,80	1,003	93,00	93,01	1,51
32,2	25,8	32,4	33,4	180,9	195,3	1,94	1,97	1,016	93,01	93,00	1,56
32,3	26,1	32,4	33,4	167,7	180,1	1,79	1,81	1,010	93,00	93,04	1,52
32,3	30,0	32,4	32,8	191,0	198,3	2,05	2,08	1,015	93,01	93,00	1,60
32,2	30,0	32,5	32,8	154,2	161,2	1,65	1,68	1,019	92,97	93,01	1,69

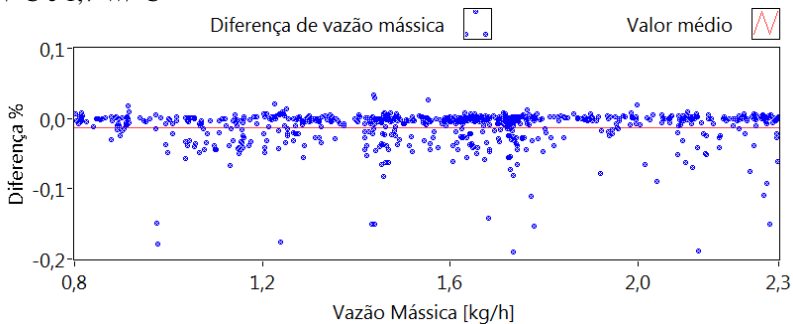
Considerando que essa técnica de calibração é a que mais se aproxima das condições reais de um ensaio de desempenho, entende-se que esse processo de calibração é o mais adequado, apesar de ser mais complexo que os anteriores.

4.2.2.4. Impacto das diferenças de calibração

Os três métodos de calibração apresentaram diferentes resultados para o fator de perdas do calorímetro. O menor valor foi obtido na calibração tradicional, 1,4 W/°C, enquanto o maior valor foi a calibração estática sem remoção do calorímetro do painel de desempenho, resultando em 1,75 W/°C.

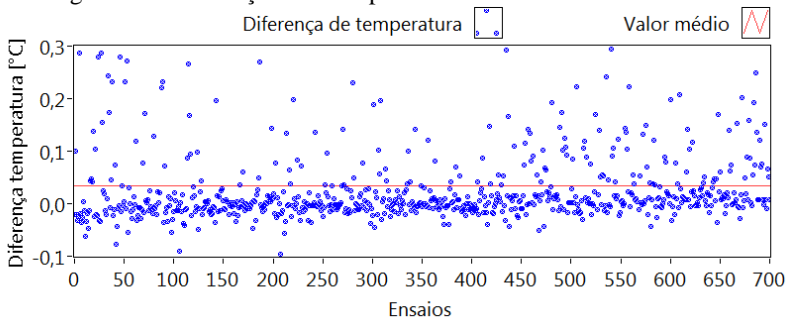
Assim, com esses resultados de calibração disponíveis é possível entender qual é o real impacto nos resultados de medição de vazão mássica com o uso de calorímetro de fluido secundário calibrado por diferentes procedimentos. Com o uso da equação 17 (página 64), foi utilizado cerca de setecentos ensaios e calculada a vazão mássica para cada um dos três fatores apresentado acima. Na figura 45, é possível observar a diferença de resultados entre os dois métodos que possuem valores de fator de perdas mais distintos. Nessa caso, a medição de vazão mássica com uso do fator de calibração de 1,75 W/°C, indica que, em média, o método tradicional aumenta a medição de vazão mássica em 0,01%.

Figura 45 - Diferença na medição de vazão com uso dos fatores 1,4 W/°C e 1,7 W/°C



Apesar de existir diferença significativa na medição de fator de perdas por diferentes métodos de calibração, a contribuição no resultado de medição de vazão mássica no painel de desempenho em estudo é considerado desprezível. A explicação para a não contribuição do fator de perdas do calorímetro na medição de vazão mássica é resultado de controles eficientes aplicados para as temperaturas interna e ambiente do calorímetro. O controle da temperatura interna do calorímetro, desenvolvido por Flesch (10), merece maior destaque pois trata-se de uma variável com atraso de transporte. A figura 46 mostra que a diferença de temperatura entre as duas variáveis é praticamente nula.

Figura 46 - Diferença entre temperatura do calorímetro e ambiente



Os resultados apresentados para a bancada em estudo não têm impacto na medição de vazão mássica. Por outro lado, em caso de existência de diferença entre a temperatura interna e ambiente do calorímetro, certamente implicará diferenças na medição de vazão mássica, quando utilizado o fator de calibração com resultado de 1,4 W/°C ou de 1,75 W/°C. Nesse caso, se ocorrer uma diferença

sistemática de, por exemplo, 1 °C, o impacto na medição de vazão mássica em 0,7 kg/h seria da ordem de 0,5%, causado pela diferença de 0,35 W/°C. Em uma condição onde a temperatura interna do calorímetro for maior que a temperatura ambiente do calorímetro, haverá um aumento na medição de vazão mássica. Para uma condição na qual a temperatura interna do calorímetro for menor que a temperatura ambiente do calorímetro haverá uma redução na medição de vazão mássica.

4.2.3. Medição de temperatura ambiente e interna do calorímetro

O balanço energético na medição de vazão mássica com uso do calorímetro de fluido secundário faz a correção da ineficiência térmica em caso de diferença de temperatura entre interna e ambiente do calorímetro. Os resultados experimentais do uso de diferentes técnicas de calibração do calorímetro indicaram que mesmo com variações significativas do fator de ineficiência térmica, o resultado de vazão mássica teve baixa variação.

Por outro lado, se as medições de temperatura ambiente ou interna do calorímetro tiverem erros de medição, certamente o fator de correção não será capaz de corrigir o balanço energético. Em outras palavras, se a temperatura ambiente ou interna não forem medidas adequadamente, pode ocorrer transferência de energia por diferença de temperatura. Por exemplo, se a temperatura ambiente medida for maior do que a temperatura real, irá ocorrer transferência de energia do interior do calorímetro para o ambiente do calorímetro, e nesse caso a potência elétrica fornecida ao calorímetro foi maior que a potência elétrica necessária para manter a temperatura interna do calorímetro em caso de inexistência de diferença de temperatura. Nesse caso, o excesso de potência implica diretamente aumento de vazão mássica. O mesmo efeito ocorre se a temperatura interna do calorímetro medida for menor que a temperatura real. Um decréscimo na medição da vazão mássica ocorrerá se a temperatura ambiente do calorímetro medida for menor que a temperatura real ou se a temperatura interna do calorímetro medida for maior que a temperatura real.

4.2.3.1. Medição da temperatura ambiente do calorímetro

A medição de temperatura ambiente no painel de desempenho em estudo atualmente é realizada com o uso de quatro transdutores de temperatura do tipo Pt100 distribuídos em diferentes posições em torno

do calorímetro (a 90° entre eles e posicionados em diferentes alturas). No entanto, tipicamente os quatro transdutores estão ligados em paralelo e medidos por um único canal de aquisição, representando a média da temperatura ambiente. Se existir presença de gradiente de temperatura no ambiente do calorímetro, a compensação de temperatura pelo fator de correção de perda térmica pode não ser suficiente para compensar todas as trocas de energia térmica entre o calorímetro e o ambiente o qual está inserido.

Para compreender a possibilidade da presença de gradientes de temperatura foram inseridos quatro novos transdutores de temperatura, nesse caso todos foram termopares calibrados, próximos aos 4 Pt100 que medem a temperatura ambiente. Na figura 47 e na figura 48 é possível perceber que a temperatura denominada média Pt100 difere muito pouco das demais temperaturas e em média não é possível afirmar que as temperaturas são diferentes.

Figura 47 - Temperatura ambiente em diferentes ensaios

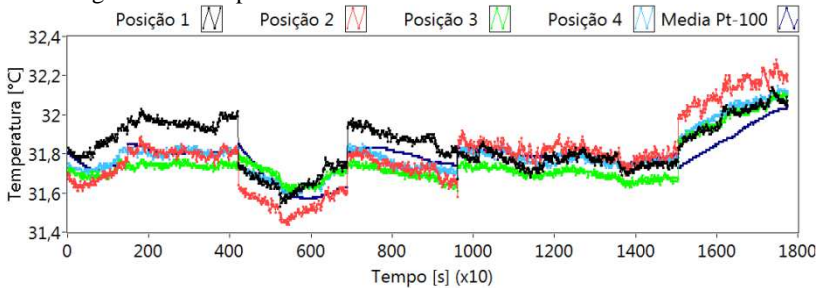
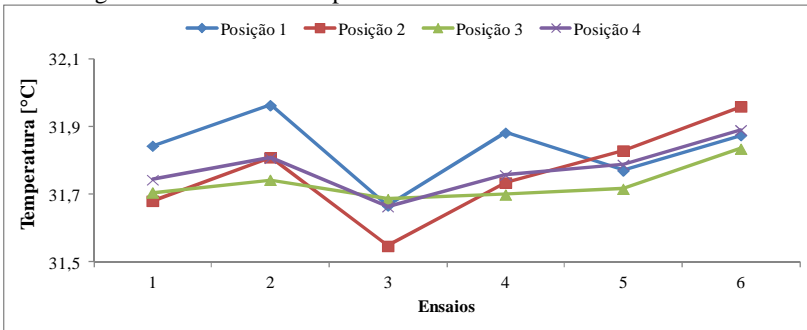


Figura 48 - Média de temperatura em diferentes ensaios



Em suma, as medições realizadas no painel de desempenho em estudo indicam que não há gradientes significativos de temperatura que

possam contribuir para a variação de medição de vazão mássica. Nesse painel de ensaio de desempenho, um fator importante utilizado para garantir a homogeneidade da temperatura é que a resistência de aquecimento do ar em torno do calorímetro está localizada externamente a esse ambiente e, além disso, há uma circulação de ar com baixa intensidade em torno do calorímetro. No entanto, painéis de ensaio que não apresentem características construtivas como estas podem estar propensos a presença de gradiente térmico.

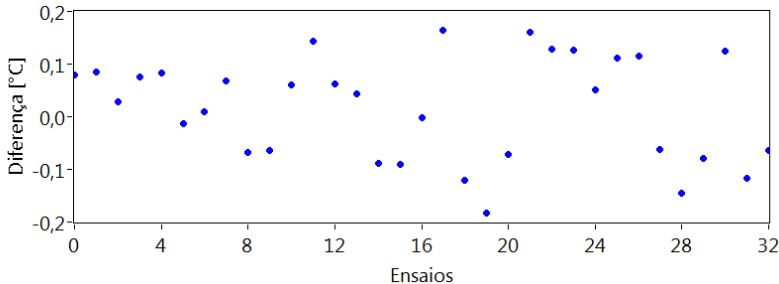
4.2.3.2. Medição da temperatura interna do calorímetro

A medição da temperatura interna do calorímetro atualmente é realizada com o uso de quatro transdutores de temperatura do tipo Pt100 distribuídos em diferentes posições internamente ao vaso de pressão. Dentre esses pontos, há transdutores que estão mergulhados no fluido em estado líquido e outros que estão localizados em regiões onde há presença de fluido no estado gasoso. Por outro lado, a norma ISO 917 (2) indica que a medição de temperatura deve ser feita com base na temperatura de saturação média correspondente a pressão do fluido secundário. Isso é possível pois o fluido usado dentro do calorímetro é puro - no estudo de caso é o R134a - e, por isso, a uma dada pressão, a temperatura de saturação do líquido e a temperatura de saturação do vapor são as mesmas.

Na empresa que serviu de estudo de caso, não há estudos que possam comprovar que não há diferença na medição de temperatura por esses dois métodos. Nesse caso, o estudo realizado foi medir a pressão do fluido refrigerante do calorímetro e converter em temperatura, adicionalmente à medição de temperatura com uso do transdutores tipo Pt100.

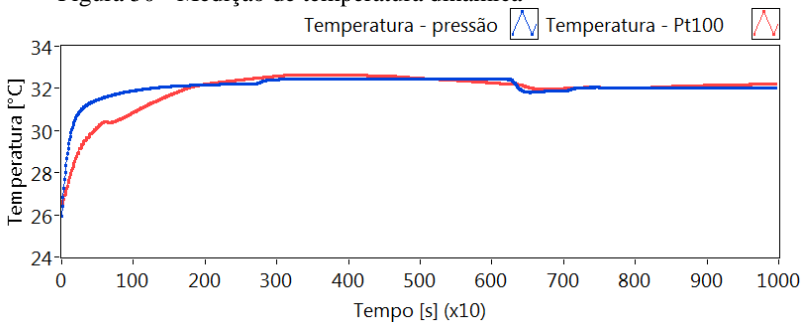
A figura 49 mostra as diferenças de mais de trinta ensaios realizando a medição simultaneamente dos dois métodos propostos acima. A diferença encontrada entre os dois métodos está em torno do valor nulo e pode ser considerada desprezível.

Figura 49 - Diferença de medição de temperatura estabilizada - pressão versus Pt100



Por outro lado, quando são comparadas as duas temperaturas em condições dinâmicas, é possível perceber que existe diferença significativa de resposta entre os dois métodos, conforme ilustrado na figura 50. Nesse caso fica nítido que a temperatura medida via pressão tem uma resposta muito mais rápida que a medição pelo Pt100 e, possivelmente, isso pode ser explicado pela inércia térmica do sistema.

Figura 50 - Medição de temperatura dinâmica



Considerando que a medição de desempenho é válida somente em condições de regime e, como visto na figura 49 as diferenças médias não são significativas, pode-se afirmar que o método de medição nesse caso não tem participação significativa na variação da medição de vazão mássica.

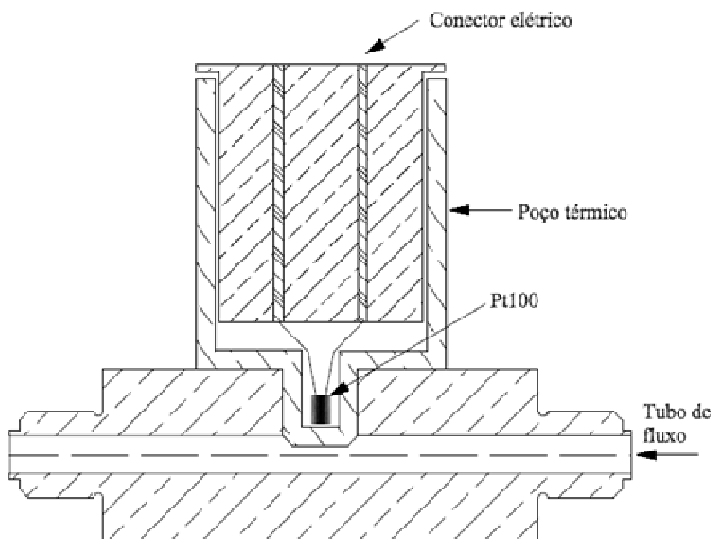
4.2.4. Medição da temperatura do fluido refrigerante em tubo de fluxo

A medição de temperatura do fluido refrigerante em qualquer ponto do circuito de refrigeração do painel de desempenho utilizada no estudo é realizada com o uso de transdutores de temperatura tipo Pt100

a quatro fios, dentro das práticas recomendáveis da metrologia. No entanto, há duas grandes dúvidas sobre o posicionamento desses transdutores nos tubos de fluxo:

- a primeira está relacionada ao método que os transdutores de temperatura estão inseridos na tubulação. Atualmente os transdutores não estão em contato direto com o fluido, como pode ser visto na figura 52. O poço térmico no qual o transdutor está inserido, possui uma massa e volume elevado e, por isso, a medição de temperatura pode ser afetada pela temperatura do próprio material do poço térmico que pode variar sua temperatura com a variação da temperatura ambiente do calorímetro. Nesse caso, é possível que a medição de temperatura seja uma combinação da temperatura do fluido e do ambiente do calorímetro, onde ambos podem provocar variações da temperatura do poço térmico.

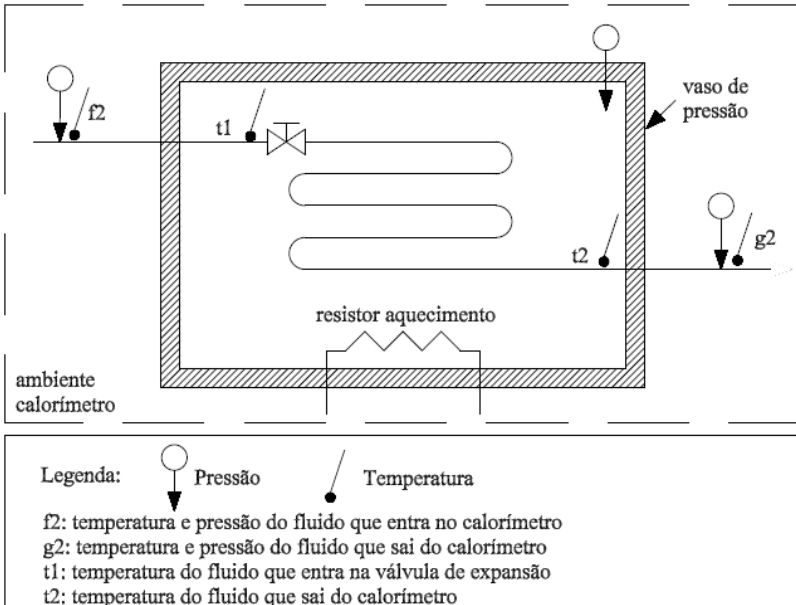
Figura 51 - Conector de temperatura atual



- a segunda dúvida é referente à posição desses transdutores de temperatura, que estão localizados pelo menos 10 centímetros distantes dos reais pontos de entrada e saída do calorímetro (pontos f2 e g2 da figura 52). Nesse caso, a temperatura do fluido pode ser afetada pela temperatura ambiente do calorímetro. Na entrada do calorímetro, a temperatura pode ser afetada também pela temperatura interna do calorímetro, já que a válvula de expansão está localizada internamente

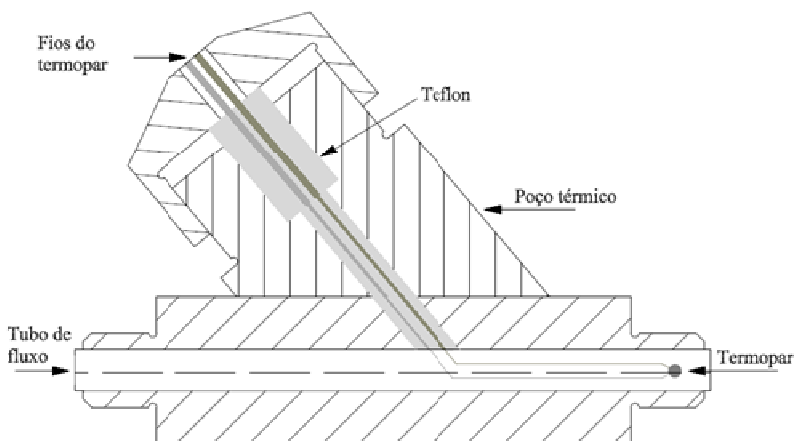
ao calorímetro. Nesse último caso, a temperatura de interesse é a temperatura do fluido refrigerante que entra na válvula de expansão.

Figura 52 - Medição de temperatura de entrada e saída do calorímetro



Para os dois casos, um novo ponto de temperatura foi adotado para uma medição adicional aos pontos atuais. Esses pontos são indicados na figura 52 com t1 e t2. Adicionalmente foi projetado um novo poço térmico (figura 53) que permite que o transdutor fique inserido dentro da tubulação, em contato direto com o fluido refrigerante. No entanto, para facilitar a montagem desses novos transdutores no circuito, foram utilizados termopares do tipo T.

Figura 53 - Poço térmico projetado e fabricado



Os resultados experimentais da medição de temperatura estão descrito na sequência do texto.

4.2.4.1. Medição de temperatura de entrada do calorímetro

Como proposto acima, a medição da temperatura de entrada do calorímetro foi medida por dois métodos simultâneos. O primeiro, padrão de medição atual, utilizou um transdutor de temperatura do tipo Pt100 e está localizado externamente ao calorímetro (posição f2 figura 52), instalado em um poço térmico tradicional e sem estar em contato direto com o fluido refrigerante. Um segundo transdutor de temperatura, tipo termopar, com o uso do novo projeto do poço térmico foi instalado dentro da tubulação mecânica de refrigeração na entrada da válvula de expansão (posição t1 figura 52), que é o ponto indicado por normas internacionais. Esse termopar foi calibrado já montado no tubo de fluxo, para prevenir qualquer alteração devido ao processo de montagem do mesmo.

Ao todo foram realizado mais de 30 ensaios, indicando uma diferença estatística média de temperatura entre os dois métodos de 0,4 °C como pode ser visto na figura 54. A temperatura medida pelo termopar, que está em contato direto com o fluido, foi em média superior ao medido pelo Pt100. Porém, a diferença de temperatura em torno de 1 kg/h esteve em torno de 0,6 °C e próximo de 2 kg/h a diferença de temperatura foi bastante reduzida.

A vazão mássica foi calculada utilizando as duas temperaturas medidas e, em virtude das diferenças de temperatura, o resultado de vazão mássica apresentou diferença estatística (figura 55).

Figura 54 - Diferença de temperatura de entrada do calorímetro entre termopar e Pt100

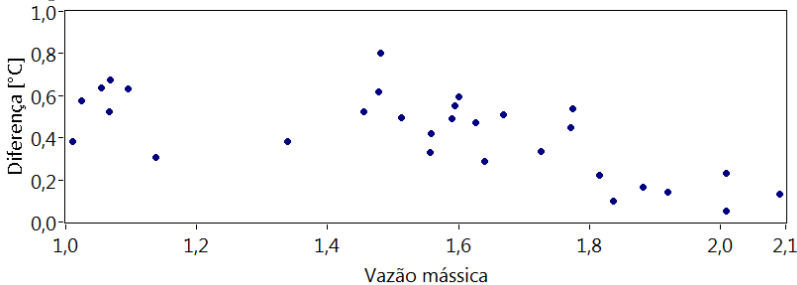
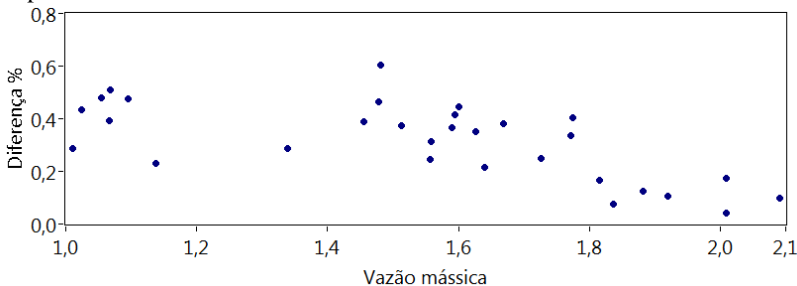


Figura 55 - Impacto na medição de vazão mássica pela diferença de temperatura de entrada do calorímetro



A medição da temperatura de entrada do calorímetro com uso do termopar posicionado na entrada da válvula de sucção resulta uma variação na vazão mássica de até 0,5% superior em relação a medição de temperatura com o Pt100, porém a variação diminui com o aumento da vazão mássica.

Logo, a medição de temperatura de entrada do calorímetro mostrou-se bastante influente na medição de vazão mássica em calorímetro de fluido secundário. Nesse caso, o correto posicionamento do transdutor de temperatura deve seguir as orientações do projeto da figura 53, no qual o transdutor está em contato direto com o fluido refrigerante e a medição de temperatura de entrada do calorímetro não é influenciada pela temperatura ambiente do calorímetro.

4.2.4.2. Medição de temperatura de saída do calorímetro

Na investigação da medição de temperatura de saída do calorímetro, foi empregada a mesma metodologia apresentada no caso da medição de temperatura de entrada do calorímetro. A diferença de temperatura entre os métodos ficou parecida com o caso anterior, resultando em média $0,35\text{ }^{\circ}\text{C}$ como pode ser visto na figura 56. Novamente, em vazões mássica em torno de 1 kg/h a diferença de temperatura esteve em torno de $0,6^{\circ}\text{C}$ e reduziu significativamente em vazões em torno de 2 kg/h . Novamente, a temperatura medida pelo termopar, que está em contato direto com o fluido, foi em média superior ao medido pelo Pt100. A vazão mássica também apresentou diferença estatística entre os resultados (figura 57), resultando em uma variação na vazão mássica de até $0,35\%$ inferior em relação à medição de temperatura com o Pt100, porém novamente a variação diminui com o aumento da vazão mássica.

Figura 56 - Diferença de temperatura de saída do calorímetro entre termopar e Pt100



Figura 57 - Impacto na medição de vazão mássica pela diferença de temperatura de saída do calorímetro



Logo, do mesmo modo que a medição de temperatura de entrada do calorímetro, a medição de temperatura de saída do calorímetro mostrou-se bastante influente na medição de vazão mássica em calorímetro de fluido secundário. Nesse caso, do mesmo modo o correto posicionamento do transdutor de pressão deve seguir as orientações do projeto da figura 53, no qual o transdutor está em contato direto com o fluido refrigerante e a medição de temperatura de saída do calorímetro não é influenciada pela temperatura ambiente do calorímetro.

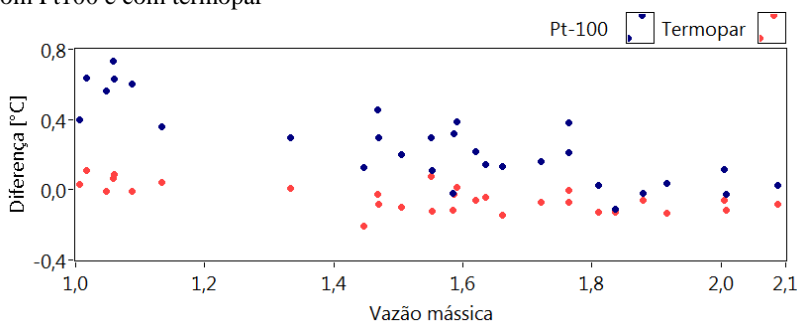
4.2.4.3. Relações entre temperaturas

Uma importante observação é que a diferença de temperatura medida entre o Pt100 de entrada e o termopar de entrada é bastante similar à diferença de temperatura entre o Pt100 de saída e o termopar de saída. O impacto na vazão mássica é levemente maior na entrada do calorímetro do que na saída do calorímetro, porém praticamente se anulam, pois na bancada do estudo de caso ambos sensores de temperatura estão posicionados de forma similar.

Adicionalmente a essa observação, sabe-se que em um ensaio de desempenho, o fluido que sai da válvula de expansão é evaporado no trocador de calor interno ao calorímetro (serpentina), que está imerso no fluido secundário dentro do vaso de pressão. Logo, a temperatura do fluido na saída do calorímetro teoricamente deveria ser igual a temperatura interna do calorímetro. Isso deve ser verdadeiro se as dimensões do trocador de calor forem grandes suficientes para garantir que o fluido troque calor até atingir a equalização térmica com o fluido secundário. Considerando que o projeto atual do calorímetro atende essas necessidades, espera-se que as temperaturas interna e de saída do calorímetro sejam muito próximas e, por isso, foram realizados dois testes de hipótese. O primeiro teste comparou as medições da temperatura interna do calorímetro e da temperatura de saída do calorímetro medida com Pt100, e o p-valor deste teste de hipótese é igual a zero, indicando diferença estatística entre os resultados. O segundo teste comparou a temperatura interna do calorímetro com a temperatura de saída do calorímetro medida com termopar, e o p-valor resultante foi 0,2 indicando que não é possível afirmar estatisticamente que os resultados são diferentes. Logo, é possível afirmar, com um intervalo de confiança de 95% que a temperatura de saída do calorímetro medida com o Pt100 é diferente da temperatura interna do calorímetro, enquanto que a medição feita pelo termopar não é possível

fazer a mesma afirmação. Essa comprovação, suporta a dúvida de que o poço térmico utilizado para posicionamento do transdutor de temperatura tipo Pt-100 não seja adequado para atender as necessidades de incerteza requerida para os ensaios de desempenho.

Figura 58 - Diferença da temperatura interna com temperatura de saída com Pt100 e com termopar



Pela teoria, o transdutor de temperatura tipo Pt100 possui melhores características metrológicas que o termopar tipo T, porém nesse caso onde a calibração e a montagem dos transdutores de temperatura no circuito de refrigeração foram realizadas com muitas precauções, pode-se afirmar que as diferenças de medição não são causadas pelo tipo de transdutor utilizado na medição e sim pelo posicionamento do transdutor no circuito de refrigeração.

Logo, a medição de temperatura de entrada e saída do calorímetro certamente é afetada pelo posicionamento do transdutor de temperatura no circuito de refrigeração e, no caso em estudo, o impacto observado chegou a ser superior que 0,6°C em algumas medições e que pode resultar em diferenças superiores a 0,5% na medição de vazão mássica em calorímetros de fluido secundário. Por outro lado, o impacto na medição de vazão mássica final é praticamente nulo, já que os efeitos de temperatura de entrada e saída do calorímetro tendem a se compensar.

4.2.5. Medição da pressão do fluido refrigerante em tubo de fluxo

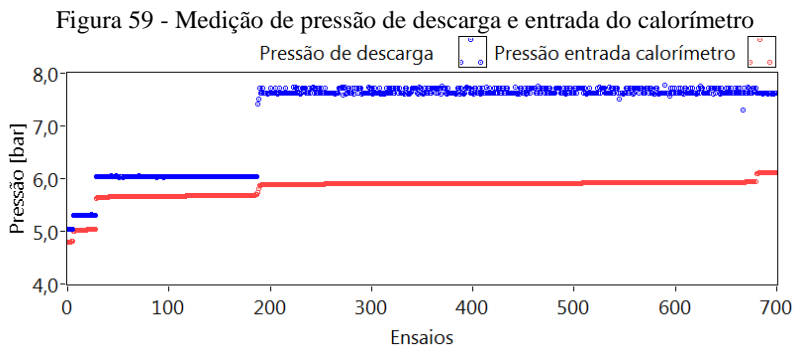
A medição de pressão estabelecida pela norma ISO 917, para cálculo de entalpia de entrada e saída do calorímetro (usado para avaliar a vazão mássica em calorímetro), afirma que as pressões a serem medidas no ensaio são a pressão de entrada e saída do calorímetro. No

entanto, as pressões tipicamente adotadas no mercado são a pressão de descarga e a pressão de retorno do fluido ao compressor.

Logo, como existe essa diferença em relação à norma, é fundamental um melhor entendimento do impacto causado pela mudança do ponto de medição dessas grandezas físicas.

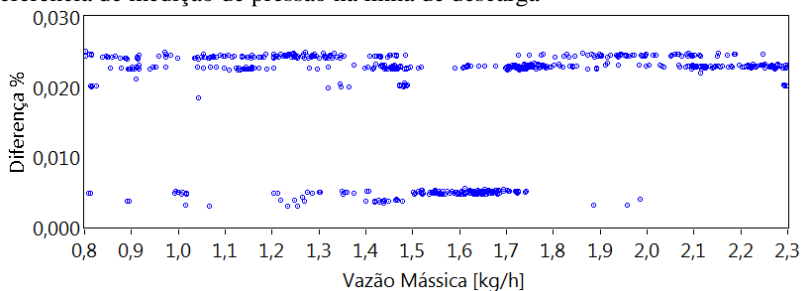
4.2.5.1. Medição da pressão na linha descarga

A pressão de descarga foi medida por dois transmissores de pressão simultaneamente. No entanto, o posicionamento de cada um é bastante distinto: um localizado na linha de descarga e outro na entrada do calorímetro. O método tradicional emprega a medição na linha de descarga. A diferença de pressão nos dois métodos é bastante significativa e em geral superior a 1,5 bar e que, relativamente, é elevado, pois as medições de pressão variam entre 5 e 8 bar, como pode ser visto na figura 59.



Com a medição das duas pressões foi possível calcular a entalpia para os dois casos e, consequentemente, calcular a vazão mássica. No entanto, apesar das diferenças de pressão serem significativas, na medição de vazão mássica o impacto é reduzido, como pode ser observado na figura 60. A vazão mássica medida usando a pressão de descarga está entre zero e 0,025% maior que a vazão mássica medida utilizando a pressão de entrada do calorímetro. Esse valor é pequeno e pode ser considerado desprezível no âmbito deste estudo.

Figura 60 - Impacto na medição de vazão mássica utilizando duas referência de medição de pressão na linha de descarga



4.2.5.2. Medição da pressão na sucção

Da mesma forma que foi realizada a medição na linha de descarga, a pressão na linha de sucção foi medida simultaneamente por dois transmissores de pressão. Nesse caso, os dois transmissores ficam localizados a uma distância significativa da ordem de 2 metros. Porém, não se esperam diferenças muito elevadas entre os dois métodos de medição, visto que a perda de carga na tubulação é baixa dado que não existem restrições no caminho entre os dois pontos de medição. No método tradicional de medição, o transmissor de pressão está localizado na tubulação de fluxo do circuito de refrigeração na entrada do compressor, denominado pressão de sucção, enquanto que no outro método foi posicionado no tubo de fluxo na saída do calorímetro.

Na figura 61 há duas observações importantes a serem feitas. A primeira é que a diferença entre os dois métodos é bastante reduzida, também visto na figura 62. A segunda observação é que a diferença de pressão entre os métodos aumenta com o aumento da vazão mássica. Esse aumento está relacionado com a perda de carga na tubulação de fluxo.

Figura 61 - Diferença de pressão entre sucção e saída do calorímetro

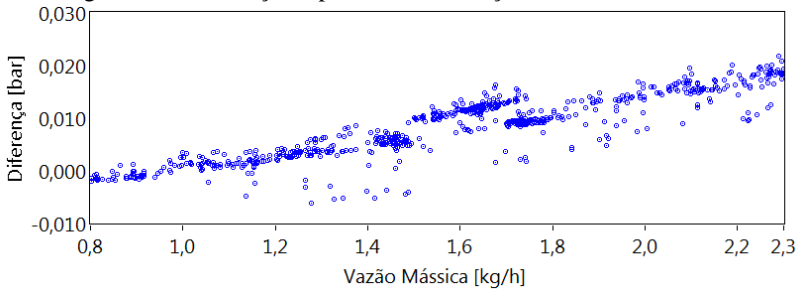
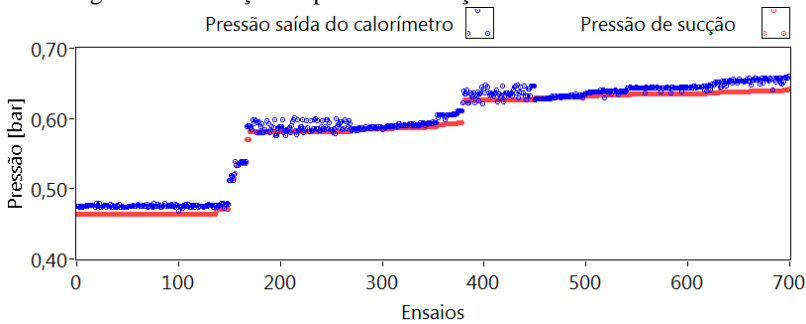
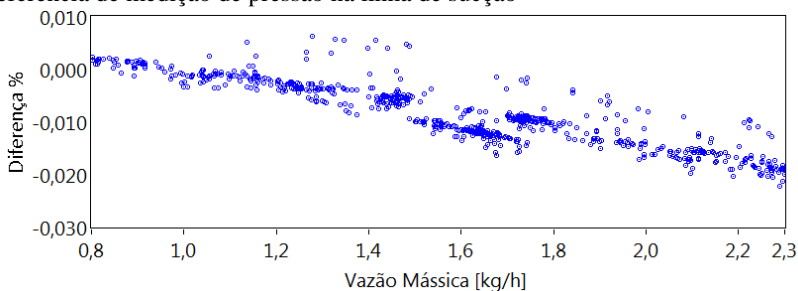


Figura 62 - Medição de pressão de sucção e saída do calorímetro



A medição de vazão mássica, assim como ocorreu na medição de pressão da linha de descarga, é pouco influenciada pela posição de medição de pressão na linha de sucção. Como pode ser visto na figura 63, a vazão mássica medida usando a pressão de sucção está entre zero e 0,02% menor que a vazão mássica medida usando a pressão de saída do calorímetro. Novamente, a diferença na medição de vazão mássica pode ser considerada desprezível no contexto deste estudo.

Figura 63 - Impacto na medição de vazão mássica utilizando duas referência de medição de pressão na linha de sucção



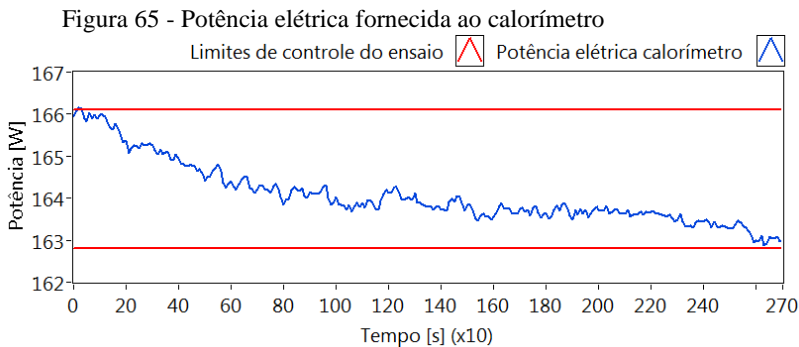
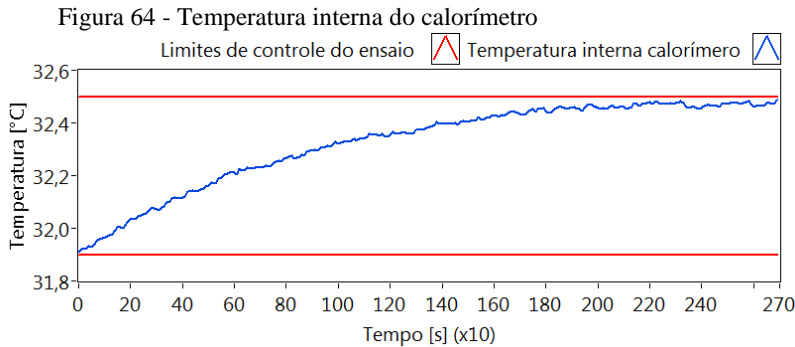
4.2.6. Inércia térmica do controle da temperatura interna do calorímetro

Ensaio de desempenho de compressores de refrigeração possuem um processo longo de estabilização e, após a detecção do regime todas as variáveis, devem permanecer dentro de determinadas tolerâncias indicadas por normas internacionais por um intervalo mínimo de tempo para que o ensaio possa ser validado. No entanto, uma das variáveis mais lentas no processo de estabilização é a temperatura interna do calorímetro, devido à alta inércia térmica do conjunto. O efeito é mais amplificado com a redução da vazão mássica, atuação em que a potência elétrica aplicada é reduzida e pequenas variações absolutas de potência podem representar uma grande variação relativa na medição da vazão mássica média.

Devido a essa alta inércia térmica, o calorímetro precisa ser tratado como um componente que influencia significativamente na dinâmica do sistema como um todo. O transiente presente nesse processo pode ter efeito dominante na estabilização do sistema (66). Assim, há interesse no entendimento do comportamento da temperatura interna, a qual pode ainda estar em processo de estabilização durante o tempo considerado como regime, situação em que as variáveis não ultrapassem os intervalos das tolerâncias do ensaio, mas possam ter influência significativa no resultado de medição de vazão mássica.

Se o controle dessa temperatura tiver um comportamento típico, como o da figura 64, um erro sistemático pode estar sendo inserido ao processo de medição pelo fato da potência entregue ao calorímetro ser maior do que a potência média real necessária conforme, indicado na figura 65. Na figura 64 é possível identificar que a temperatura está sempre aumentando, enquanto a potência elétrica (figura 65) está

sempre diminuindo, embora ambas permaneçam dentro dos limites de controle de variação, porém nenhuma realmente tenha atingido o regime.

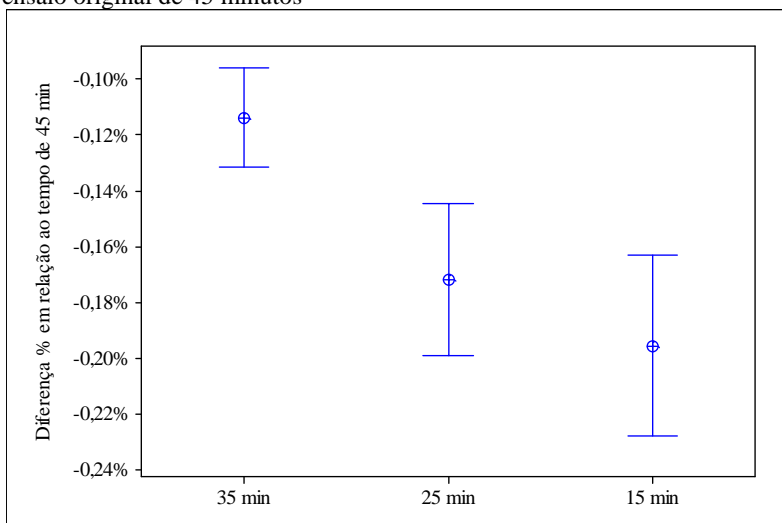


Nesse caso, há duas maneiras mais simples de compreender um possível impacto na variação da medição de vazão mássica. A primeira é comparar o resultado de vazão mássica no intervalo de tempo de 45 minutos com intervalos menores, sem mudar o momento final do ensaio. A segunda é realizar ensaios com tempo superior a 45 minutos para compreender se o ensaio atingiu o regime para temperatura e potência.

Como no primeiro caso, os ensaios já haviam sido realizados, optou-se por apenas analisar os dados dos ensaios, para não se ter necessidade de investimento de longos períodos de ensaios. A investigação nesse caso foi um tratamento estatístico de uma grande quantidade de ensaios obtidos de uma única bancada de ensaios, com a maior concentração de medições na faixa de vazão mássica de um a dois quilogramas por hora.

A primeira avaliação realizada comparou o período de regime de 45 minutos com intervalos menores, mais precisamente de 35, 25 e 15 minutos. Para todos os casos o momento final do ensaio foi o mesmo. Os resultados obtidos com essa análise estão ilustrados na figura 66 e claramente há diferença estatística entre a medição de vazão mássica comparando com o período de 45 minutos com os demais intervalos. A vazão mássica medida no intervalo final de 15 minutos é em média 0,2% menor quando comparada com o intervalo de 45 minutos. Entre os intervalos de 15 e 25 minutos não há diferença estatística na medição da vazão mássica.

Figura 66 - Diferentes períodos de término do ensaio comparado com o ensaio original de 45 minutos



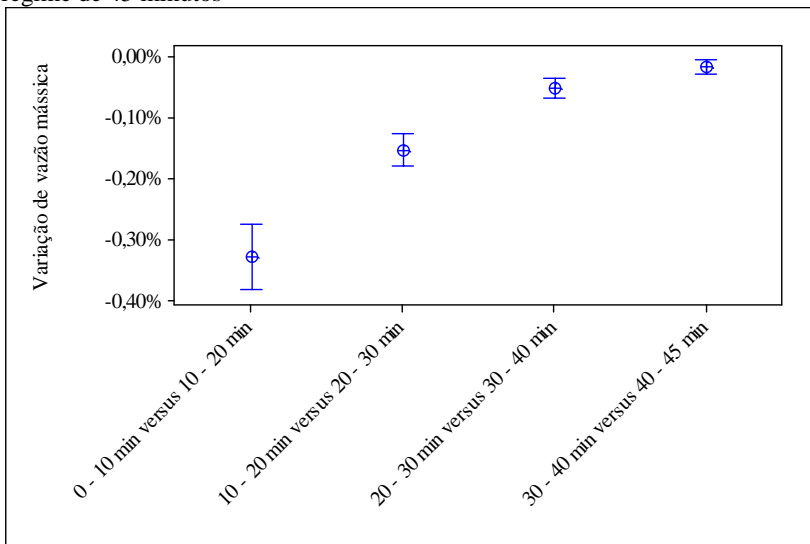
Esse mesmo comportamento pode ser observado sob um novo ponto de vista ilustrado na figura 67. Nesse caso, a análise foi realizada usando novamente o intervalo de regime de 45 minutos realizando as seguintes comparações:

- o intervalo de tempo dos 10 primeiros minutos versus o intervalo entre 10 e 20 minutos;
- o intervalo de tempo entre 10 e 20 minutos versus o intervalo entre 20 e 30 minutos;
- o intervalo de tempo entre 20 e 30 minutos versus o intervalo entre 30 e 40 minutos;

- o intervalo de tempo entre 30 e 40 minutos versus os últimos 5 minutos do ensaio.

Nesse caso, novamente fica evidente que o ensaio não atingiu o período de estabilidade e que somente nos últimos 15 minutos passa a haver uma tendência de regime.

Figura 67 - Variação da vazão em diferentes momentos no período de regime de 45 minutos



Logo, esse estudo nos mostra que o controle da temperatura interna do calorímetro pode ter influência significativa na medição de vazão mássica e em média pode chegar a valores que diferem em 0,2% em relação aos valores típicos de medição. Nesse caso, o uso dos últimos 20 minutos do ensaio resultaria em uma redução significativa na variação de medição de vazão mássica de calorímetro. Por outro lado, é importante utilizar diferentes equipamentos de medição para comprovar essa causa, já que o impacto está diretamente associado a qualidade do ajuste do controle de processo.

4.3. FATORES ADICIONAIS ASSOCIADOS À CONDIÇÃO DE ENSAIO

A diferença de medição de vazão mássica apresentada entre os diferentes laboratórios também pode ser influenciada por diferentes

condições de operação impostas aos compressores ensaiados. Dentre elas pode-se destacar: temperatura do fluido que entra no compressor; pressão do fluido na entrada e na saída do compressor; fluxo de ar sobre o compressor.

A última variável não foi estudada devido à uma maior complexidade no entendimento do fenômeno, pois a variação do fluxo de ar sobre o compressor pode ser influenciadas por diferentes características como: método de calibração (em geral anemômetros possuem incerteza de medição elevada); direção do fluxo de ar sobre o compressor e; tamanho do ambiente no qual o compressor é posicionado. Todas essas variáveis podem alterar o perfil térmico do compressor e por consequência mudar sua temperatura de estabilização e os efeitos termodinâmicos em seu interior.

O detalhamento das investigações de temperatura e pressão sobre o compressor e os resultados obtidos estão descrito na sequência do trabalho.

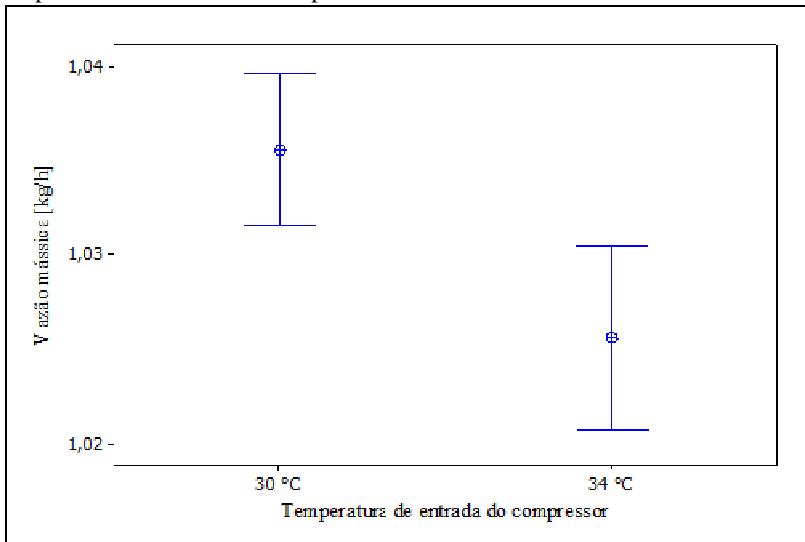
4.3.1. Temperatura do fluido que entra no compressor

A temperatura do fluido refrigerante que entra no compressor é um parâmetro fundamental na condição de operação do compressor. Do ponto de vista termodinâmico, uma variação de temperatura do fluido refrigerante que entra no compressor implica em uma variação em seu volume específico, impactando diretamente na quantidade de fluido que entra no cilindro do compressor e consequentemente na vazão mássica deslocada pelo compressor.

Considerando a possibilidade de que os diferentes laboratórios adotem diferentes distâncias entre o compressor e a posição do sensor de temperatura que mede a temperatura de entrada do compressor, existe a possibilidade de que a temperatura medida na entrada do compressor seja diferente, em diferentes os laboratórios.

Por conta disso, realizou-se um estudo variando a temperatura do fluido que entra no compressor. Para facilitar o entendimento do fenômeno, optou-se por utilizar duas condições que apresentavam diferenças de 4°C entre si. Os resultados de medição de vazão mássica obtidos na faixa de 1 kg/h indicam uma diferença da ordem de 1% entre as duas temperaturas, como pode ser visto na figura 68.

Figura 68 - Impacto na medição de vazão mássica devido a diferença de temperatura de entrada do compressor



Nesse caso, as diferenças encontradas devido à variação de temperatura de entrada do compressor e, consequentemente, o volume específico do fluido, resulta em uma diferença de aproximadamente 0,25% por °C. Logo, a temperatura de entrada do fluido refrigerante tem impacto significativo na vazão mássica de fluido refrigerante em um sistema de refrigeração e, consequentemente, em ensaios de desempenho de compressores de refrigeração.

4.3.2. Pressão do fluido na entrada e na saída do compressor

Do mesmo modo que a temperatura de entrada do compressor, as pressões do fluido na entrada e na saída do compressor são parâmetros fundamentais em ensaios de desempenho. A condição de operação de pressão de sucção em um ensaio de desempenho é bastante sensível. Uma pequena diferença de pressão influencia de forma significativa na vazão mássica deslocada pelo compressor, ou seja, uma pequena alteração na pressão de sucção pode impactar significativamente na vazão mássica. No caso da pressão de descarga o efeito é bem menos significativo. Assim uma pequena variação na pressão de descarga tem impacto praticamente desprezível na vazão mássica deslocada no sistema pelo compressor. Devido ao conhecimento prático dessas

informações, o foco principal deste estudo foi direcionado somente à pressão de sucção.

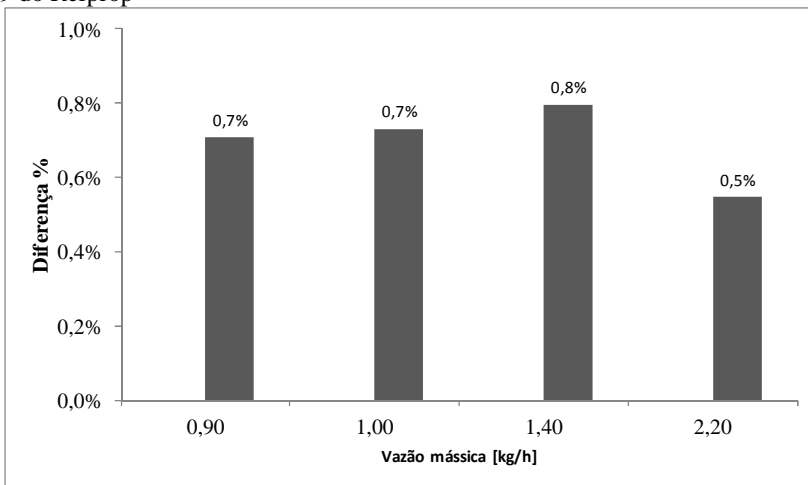
A pressão de sucção medida pode ser impactada basicamente por dois pontos: o primeiro é a distância que a pressão de sucção é medida em relação a entrada do compressor, pois pode ocorrer queda de pressão ao longo do tubo de fluxo que conduz o fluido ao compressor; o segundo é o uso de diferentes *softwares* de propriedades termodinâmica que estabelecem o valor de pressão de sucção para uma determinada temperatura de evaporação, os quais podem apresentar diferentes valores de pressão para uma mesma temperatura, implicando assim uma mudança de carga sobre o compressor ensaiado.

Com o uso da versão 7 do *Refprop* a pressão para a temperatura de evaporação de $-23,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ é de 0,626 bar. Já para a versão 9, a pressão é 0,631 bar para a mesma temperatura. Assim, tem-se 5 mbar de diferença entre duas diferentes versões de um mesmo software de propriedades termodinâmicas. Essa ordem de grandeza de diferença de pressão também pode ser encontrada quando a pressão de sucção for medida em diferentes pontos na linha de fluido entrando no compressor.

Considerando a possibilidade de que os diferentes laboratórios apresentados no início deste estudo adotem diferentes bases de dados para a obtenção da pressão de sucção ou que adotem diferentes pontos de medição de pressão, foi realizado diversos ensaios considerando a pressão de sucção obtidas pelas duas versões do *Refprop* citadas acima, em diferentes faixas de vazão mássica.

Os resultados obtidos no estudo estão representados na figura 69. Nesse caso, a medição de vazão mássica foi de até 0,8% superior com o uso da versão 9 do *Refprop*.

Figura 69 - Diferenças na medição de vazão mássica entre as versão 7 e 9 do Refprop



A base de dados utilizadas pelos laboratórios Europeus não foi confirmada no relatório de ensaios. Nesse caso, se considerarmos a possibilidade de que nas medições realizadas em diferentes laboratórios se tivesse diferentes versões de software de propriedades termodinâmicas, tais como deste estudo de caso, e que ainda tivessem diferenças de pressão similares ao estudo, porém causadas por diferentes pontos de medição na pressão de sucção, o valor de medição de vazão mássica poderia facilmente diferir em valores superiores a 1,5%.

Logo, a condição de pressão de sucção em ensaios de desempenho tem fortíssimo impacto na medição de vazão mássica.

4.4. ANÁLISE DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS

De forma geral, os resultados experimentais indicam que algumas das possíveis fontes de incerteza investigadas podem contribuir de forma significativa para a existência de erros na medição de vazão mássica em ensaios de desempenho de compressores de refrigeração. No entanto, pela grande quantidade de ensaios demandada e disponibilidade de equipamentos, não foi possível fazer os ensaios em diversos equipamentos de medição. Nesse caso, orienta-se realizar novos estudos com o uso de novos equipamentos, bem como diferentes fabricantes.

Os resultados para cada frente de investigação são apresentados de forma resumida na sequência.

- Calibração do fluxímetro: o método proposto para a calibração do fluxímetro, utilizando três fluidos diferentes, não indicou diferença estatística entre a calibração com uso de água, quando comparado com outros fluidos.

- Presença de óleo lubrificante no circuito de refrigeração: o baixo nível de óleo circulando em um circuito de refrigeração e a alta eficiência dos separadores de óleo apontam que apenas uma pequena parcela de óleo que circula através dos medidores de vazão mássica durante um ensaio de desempenho. Nesse caso, é possível estimar que, em média, apenas 0,004% da massa total que passa pelos medidores é de óleo. A circulação de óleo tem impacto somente na medição realizada no fluxímetro e, se não houvesse a presença de óleo, o fluxímetro mediria a menos em média 0,004%.

- Deriva térmica e temporal em vazão zero: as variações de medição de vazão mássica resultantes da variação de temperatura do fluido dentro dos tubos de fluxo e do efeito temporal estão em acordo com a incerteza de medição do manual do fabricante. Contudo, essas incertezas, que combinadas podem ser superiores a ± 2 g/h, podem contribuir significativamente na variação da medição de vazão mássica, apesar de serem variações de natureza aleatória, especialmente para baixas vazões mássicas.

- Vibração no fluxímetro: os resultados experimentais indicam que a presença de vibração na faixa entre (92 e 103) Hz pode provocar erros significativos no processo de zeramento e, conseqüentemente, provocar variações na medição de vazão mássica. No entanto, no estudo de caso não foi possível identificar níveis de vibração presentes na aplicação do fluxímetro (em diferentes painéis) que provocassem variação significativa na medição de vazão em vazão zero.

- Medição de vazão versus medição de massa e tempo: o estudo indica que o resultado não muda significativamente ao medir diretamente a vazão mássica instantânea em intervalos de 10 segundos ou, de forma indireta, por meio da medição de massa total do ensaio em regime e o período de ensaio.

- Medição da potência elétrica fornecida ao calorímetro: os dois métodos utilizados para a medição dessa grandeza indicam que não há uma diferença estatística entre os mesmos.

- Calibração do fator de perdas do calorímetro: apesar dos experimentos resultaram em grande diferença entre os fatores de perda

(menor valor foi $1,4 \text{ W/}^{\circ}\text{C}$ e maior valor foi de $1,75 \text{ W/}^{\circ}\text{C}$), o impacto na medição da vazão mássica na bancada de ensaios estudada foi, em média, apenas $0,01\%$, que é desprezível no contexto deste estudo. No entanto, diferenças de 1°C entre as temperaturas interna e ambiente do calorímetro podem provocar variação de até $0,5\%$ na medição de vazão mássica.

- Medição da temperatura ambiente do calorímetro: os resultados indicam que não há presença de gradiente térmico significativo no ambiente do calorímetro e, por isso, não há impacto na medição de vazão mássica.

- Medição da temperatura interna do calorímetro: os dois métodos utilizados para a medição de temperatura não apresentam diferença significativa de resultado no período de regime. Logo, não há impacto na medição de vazão mássica.

- Medição de temperatura de entrada do calorímetro: a medição da temperatura via método proposto, onde o transdutor de temperatura está em contato direto com o fluido mede, em média, cerca de $0,4^{\circ}\text{C}$ a mais do que o método tradicional. Essa diferença aumenta a medição de vazão mássica no calorímetro em até $0,5\%$. A diferença de temperatura e o impacto na medição de vazão mássica diminui com o aumento da vazão mássica.

- Medição de temperatura de saída do calorímetro: da mesma forma que a medição da temperatura de entrada do calorímetro, nesse caso a medição com o transdutor de temperatura em contato direto com o fluido mede, em média, cerca de $0,35^{\circ}\text{C}$ a mais que o método tradicional. Essa diferença diminui a medição de vazão mássica no calorímetro em até $0,35\%$. A diferença de temperatura e o impacto na medição de vazão mássica diminui com o aumento da taxa de vazão mássica.

- Medição da pressão na linha descarga: apesar da grande diferença de pressão encontrada entre os dois pontos de medição (em média $1,5 \text{ bar}$), a diferença na análise da vazão mássica é, em média, de apenas $0,03\%$ e, pode ser considerado desprezível para este estudo de caso.

- Medição da pressão na linha de sucção: a pequena diferença encontrada na medição de pressão entre os dois pontos aumenta a medição da vazão mássica no calorímetro em apenas $0,02\%$ quando usado a pressão de saída do calorímetro, porém como o impacto é pequeno, é considerado desprezível para este estudo de caso.

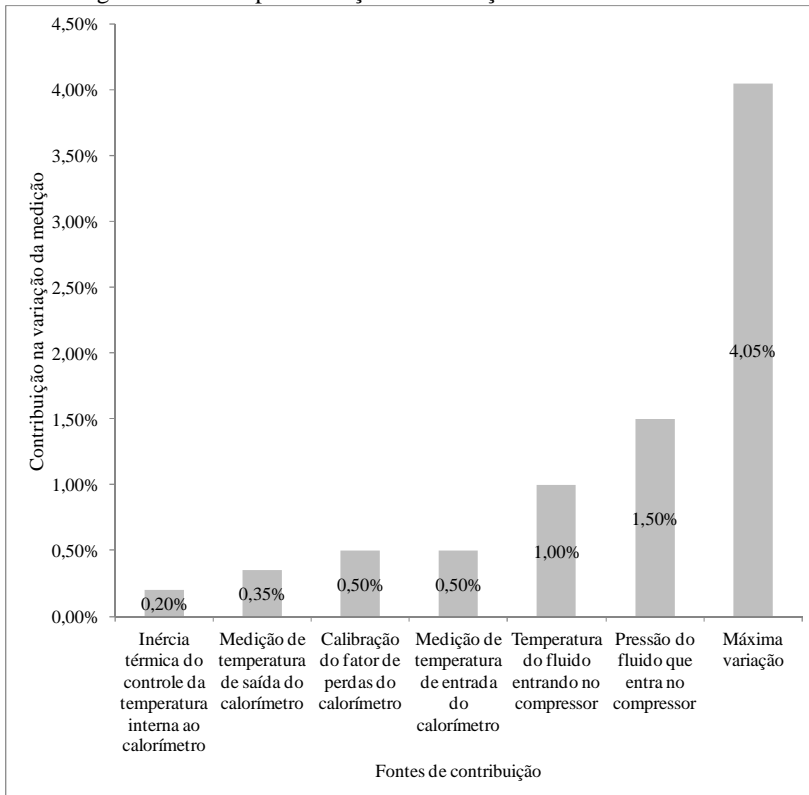
- Inércia térmica do controle da temperatura interna do calorímetro: a média das medições de vazão mássica, no equipamento estudado, dos últimos 15 minutos de ensaio reduz a medição de vazão mássica em 0,2% quando comparado com a média das medições do período de 45 minutos, que atualmente é considerado como período em regime. Essa diferença está diretamente ligada à alta inércia térmica do calorímetro e também a qualidade do controle de processo aplicado.

- Temperatura do fluido que entra no compressor: os resultados obtidos no estudo indicam que a temperatura que entra no compressor tem alto impacto na vazão mássica de fluido refrigerante deslocado pelo compressor. A variação de 4°C indicou um impacto da ordem de 1% no vazão mássica, o que representa cerca de 0,25% por °C.

- Pressão do fluido que entra no compressor: uma diferença de apenas 5 mbar na pressão do fluido que entra no compressor pode causar variação na medição de vazão mássica da ordem de 0,8%. Se considerarmos a possibilidade de que nos ensaios realizados nos diferentes laboratórios se pudesse ter diferenças de pressão da ordem de 5 mbar provindas da diferença de software de propriedades termodinâmicas e mais 5 mbar devido a possíveis quedas de pressão causadas nos tubos de fluxo (por diferentes pontos de medição adotados entre os laboratórios) o impacto poderia ser superior a 1,5%.

As principais contribuições para a variação da medição de vazão mássica entre os medidores em estudo, que contribuem para a presença de erros sistemáticos, são apresentadas na figura 70. Nessa figura, considera-se o pior caso para cada condição e a máxima variação é a soma de todos os casos são somados.

Figura 70 - Principais variações na medição de vazão mássica



Logo, as diferenças encontradas entre os resultados de medição de vazão mássica em diferentes equipamentos de medição, apresentado na introdução deste trabalho, podem ser explicadas especialmente pela condição de ensaio (pressão e temperatura do fluido que entra no compressor), contudo o método de medição de temperatura em tubo de fluxo e técnicas de controle da temperatura interna ao calorímetro também podem ter influências significativa. Assim, os resultados experimentais deste trabalho indicam que medições de ensaios de desempenho de compressores de refrigeração realizadas em diferentes equipamentos de medição podem resultar em diferenças da ordem de 4%.

5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

5.1. CONCLUSÕES

Esta dissertação teve como objetivo analisar as causas potenciais de erros na medição de vazão mássica em ensaios de compressores de refrigeração que empregam métodos de medição de vazão mássica na fase líquida, com uso de fluxímetro do tipo Coriolis, e calorímetro de fluido secundário.

Como parte deste estudo, atuou-se na investigação de todas as variáveis identificadas que pudessem contribuir para que houvessem erros da medição de vazão mássica, para os dois métodos mais empregados em nível mundial. Em parte dessas investigações foi possível realizar somente um tratamento numérico de resultados existentes, já que as informações necessárias estavam disponíveis. Por outro lado, a maior parte do trabalho careceu de novas medições, incluindo desenvolvimento de procedimentos e de infra-estrutura experimental.

Os resultados experimentais mostraram que diversas das fontes de incerteza estudadas podem contribuir significativamente para a existência de erros de medição e, por isso, gerar diferenças de medição de vazão mássica entre equipamentos de medição. Essas diferenças podem ocorrer mesmo quando planos de calibração e manutenção são rigorosamente executados.

Dentre as fontes de erros estudadas nos dois equipamentos de medição, as condições de pressão e temperatura sobre o compressor em ensaio podem causar maior impacto para aumento do erro de medição de vazão mássica.

Por outro lado, outras frentes estudadas também se mostraram influentes na medição de vazão mássica, como é o caso de erros na medição de temperatura em tubo de fluxo, a qualidade do controle de processo da temperatura interna do calorímetro e a calibração do fator de perdas do calorímetro. No entanto, esses erros individualmente possuem menor amplitude, além do fato dos efeitos observados nas temperaturas de entrada e saída do calorímetro praticamente se compensarem.

Logo, a vazão mássica de um compressor de refrigeração (em uma dada condição de ensaio) quando medida por diferentes equipamentos de medição pode diferir na ordem de 4%. Por isso, as diferenças encontradas entre os resultados de medição de vazão mássica em diferentes institutos, apresentado na introdução deste trabalho,

podem ser explicadas especialmente pela condição de operação imposta aos compressores em ensaio..

Um importante ponto que não foi avaliado no estudo é a posição da válvula de sucção, pois sabe-se que em um dos laboratórios utilizado no estudo, a válvula de expansão está situada externamente ao calorímetro. Esse fato certamente implica que o fluido refrigerante expandido na válvula passa a absorver energia antes de entrar no calorímetro. No entanto, não é conhecido se há compensação desse ganho de energia no balanço energético para a medição de vazão mássica, além de que essa compensação é bastante complexa já que seria diferente para cada faixa de vazão mássica e temperatura de evaporação. Entende-se que esse caso pode ter impacto significativo na medição de vazão mássica.

Recomenda-se que para garantir a padronização global de medição de vazão mássica em ensaios de desempenho de compressores de refrigeração entre diferentes tecnologias, painéis de desempenho e laboratórios, as normas internacionais estabeleçam de forma mais rígida as condições de contorno e forneçam mais detalhes técnicos para subsidiar projeto e construção de painéis de desempenho.

Considerando os resultados obtidos no estudo, conclui-se que os objetivos deste trabalho foram plenamente alcançados.

5.2. SUGESTÕES PARA TABALHOS FUTUROS

No que tange o escopo deste trabalho, alguns temas não puderam ser suficientemente analisados, em razão de que se propõe um estudo mais aprofundado dos mesmos:

- Posição da válvula de expansão: avaliar o impacto do posicionamento da válvula de expansão na parte externa do calorímetro e analisar possíveis formas de compensação de tal efeito no balanço energético para diferentes condições de operação do compressor e, consequentemente, diferentes vazões mássicas.

- Presença de óleo no circuito de refrigeração: o estudo realizado analisou apenas a quantidade média de óleo que pode passar pelo fluxímetro do tipo Coriolis em um ensaio de desempenho de compressores de refrigeração. No entanto, não foi possível verificar se a presença de óleo pode aumentar a incerteza de medição do fluxímetro. Nesse caso, indica-se o uso de compressores de refrigeração isentos de óleo para analisar se a ausência de óleo pode reduzir a incerteza de medição em tais fluxímetros. No entanto, é necessário se ter um painel

de desempenho específico e que também esteja isento de óleo para não comprometer a integridade física do compressor.

- Calibração do fluxímetro: cabe um estudo de alternativas de métodos de calibração do fluxímetro, já que o método atual de calibração com bancada gravitacional e, também a bancada desenvolvida no âmbito deste estudo, ainda apresentam incertezas de medição elevadas em seus resultados.

- Vibração em fluxímetro: sugere-se um estudo mais aprofundado sobre o processo de fixação do fluxímetro, com objetivo de evitar vibrações na faixa de frequência de (92 e 103) Hz, identificado neste estudo como crítico para a incerteza de medição de vazão mássica. Adicionalmente, seria importante entender o impacto da vibração na presença de fluxo através do fluxímetro. Nesse caso, a resposta de um acelerômetro, instalado sobre o fluxímetro pode ser um indicador de um desvio na medição.

- Medição da temperatura no ambiente do calorímetro: as normas internacionais indicam que é necessário medir a temperatura ambiente do calorímetro, porém não especificam a distância que o transdutor de temperatura deve estar localizado em relação ao calorímetro. Propõe-se um estudo com a medição da temperatura superficial das paredes externas do calorímetro. Essa medição permitiria, através do balanço energético, compensar possíveis gradientes de temperatura entre o fluido secundário e a temperatura das paredes do calorímetro, que podem aumentar significativamente a incerteza de medição para baixas vazões.

- Medição de vazão mássica em fluxímetros tipo Coriolis em transientes: durante o processo de calibração do fluxímetro foi possível perceber que na presença de variação significativa do fluxo de massa que passa pelo equipamento de medição, ocorre grandes variações na medição de vazão mássica, as quais podem ser equivocadas. Nesse contexto. Cabe um estudo sobre a medição de vazão mássica em condição de transiente com o uso de fluxímetro tipo Coriolis.

REFERÊNCIAS

- 1 BARBOSA, F. Q. **Redução das incertezas nas medições de grandezas elétricas em uma bancada de ensaios de desempenho de compressores**. Dissertação de Mestrado - Programa de Pós-graduação em Metrologia Científica e Industrial, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis. 2006.
- 2 INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 917: Testing of refrigerant compressors**. Switzerland. 1989.
- 3 STOECKER, W. F. **Refrigeração e ar condicionado**. São Paulo: McGraw Hill do Brasil, 1985.
- 4 DOSSAT, R. J. **Manual de refrigeração**. São Paulo: Hemus, v. 2, 1980.
- 5 ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Thermodynamics - An Engineering Approach**. 5. ed. Boston: Mcgraw-Hill, 2006.
- 6 HARTLEY, J. G.; BLACK, W. Z. **Thermodynamics**. 2. ed. New York: Harper Collins, 1991.
- 7 WARK, K. **Thermodynamics**. 4. ed. New York: Mcgraw-Hill, 1983.
- 8 MICHAELL, J. M.; HOWARD, N. S. **Fundamentals of engineering thermodynamics**. 5th Edition. ed. Chichester: John Wiley & Sons Ltd, 2006.
- 9 BEJAN, A. **Advanced engineering thermodynamics**. 2. ed. New York: Wiley & Sons Inc., 1997.
- 10 FLESCHE, R. C. C. **Estudo e projeto de estratégia de controle para aplicação em uma bancada de ensaio que apresenta atraso de transporte**. Dissertação de Mestrado - Programa de Pós-graduação em Automação e Sistemas, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis. 2008.

11 AMERICAN SOCIETY OF HEATING , REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC. **2009 ASHRAE handbook: fundamentals**. Atlanta: [s.n.], 2009.

12 EMBRACO. **Compressores herméticos**. Joinville: [s.n.], 1995.

13 DANFOSS A/S. **Refrigeration: an introduction to the basics**. Nordborg: [s.n.].

14 SHANG, K. W. **Handbook of Air Conditioning and Refrigeration**. 2. ed. New York: McGraw-Hill, 2000.

15 UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ. Apostila de refrigeração. Disponível em: <ftp://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/TM182/REFRIGERACAO/apostila/2_SCVAPORIE.pdf>. Acesso em: 14 Julho 2014.

16 SCUSSEL, J. N. **Propostas de ações para reduzir o tempo demandado por ensaio de desempenho de compressores herméticos**. Dissertação de Mestrado - Programa de Pós-graduação em Metrologia Científica e Industrial, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis. 2006.

17 DANFOSS A/S. **Popular guidance on hermetic compressors**. Nordborg: [s.n.], 1969.

18 PEREIRA, E. L. L. **Análise de sistemas de válvulas automáticas de compressores alternativos**. Dissertação de Mestrado - Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis. 2006.

19 EMBRACO. Disponível em: <<http://www.embraco.com/Default.aspx?tabid=40>>. Acesso em: 14 Julho 2014.

20 KREMER, RODRIGO. **Análise teórica e experimental da influência da atomização de óleo em processos de compressão**.

Dissertação de Mestrado - Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis. 2007.

21 SOUTO, L. E. M. **Investigação experimental do escoamento turbulento em válvulas de compressores**. Dissertação de Mestrado - Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis. 2002.

22 ARNEMANN, M. **Energy Efficiency of Refrigeration Systems**. International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue. West Lafayette: [s.n.]. 2012. p. 10.

23 YU-MING, S. **Fluid Dynamics Model for Liquid Flow Calibration Facility**. 15th Flow Measurement Conference (FLOMEKO). Taipei, Taiwan: [s.n.]. 2010.

24 DE LIMA, V. R. **Desenvolvimento e avaliação de sistema neural para redução de tempo de ensaio de desempenho de compressores**. Dissertação de Mestrado - Programa de Pós-graduação em Metrologia Científica e Industrial, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis. 2010.

25 AMERICAN SOCIETY OF HEATING , REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC. **ANSI/ASHRAE 23: Methods of Testing for Rating Positive Displacement Refrigerant Compressors and Condensing Units**. Atlanta. 2005.

26 EUROPEAN COMMITTEE FOR STANDARDIZATION. **EN 13771-1: Compressors and condensing units for refrigeration - Performance testing and test methods**. Brussels. 2003.

27 ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 11947: Compressores de refrigeração - Métodos de ensaio**. Rio de Janeiro. 1979.

28 ARI: AIR-CONDITIONING & REFRIGERATION INSTITUTE. **Performance rating of positive displacement refrigerant compressors and compressors unit**. Arlington. 2004.

29 EUROPEAN COMMITTEE FOR STANDARDIZATION. **EN 12900: Refrigerant compressors - Rating conditions, tolerances and presentation of manufacturer's performance data**. Brussels. 2006.

30 NATIONAL STANDARD OF THE PEOPLE'S REPUBLIC OF CHINA. **GB T5773: The method of performance test for positive displacement refrigerant compressors**. China. 2004.

31 AMERICAN SOCIETY OF HEATING , REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC. **ANSI/ASHRAE 41.10: Flowmeter test method for mass flow measurement of volatile refrigerants**. Atlanta. 2003.

32 AMERICAN SOCIETY OF HEATING , REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC. **ANSI/ASHRAE 41.9: Calorimeter test method for mass flow measurement of volatile refrigerants**. Atlanta. 2000.

33 POLETO, E. L. **Aprimoramento de uma bancada de ensaios de desempenho de compressores herméticos visando reduzir incertezas de medição**. Dissertação de Mestrado - Programa de Pós-graduação em Metrologia Científica e Industrial, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis. 2006.

34 PETROVIC, S. A. B. **Proposta de arquitetura do sistema de automação aplicado a ensaios de desempenho de compressores herméticos de refrigeração**. Dissertação de Mestrado - Programa de Pós-graduação em Metrologia Científica e Industrial, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis. 2007.

35 DE LIMA, L. C. D. A. **Controle da alimentação elétrica para redução do tempo demandado por ensaios de desempenho de compressores e avaliação da influência da qualidade da energia elétrica nos resultados dos ensaios**. Dissertação de Mestrado - Programa de Pós-graduação em Metrologia Científica e Industrial, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis. 2010.

36 PACHECO, A. L. S. **Desenvolvimento de sistema para medir a resistência de enrolamento em motores de compressores energizados**. Dissertação de Mestrado - Programa de Pós-graduação em Metrologia Científica e Industrial, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis. 2007.

37 FLESCHE, R. C. C. **Contribuições ao controle de sistemas monovariáveis e multivariáveis com atraso de transporte**. Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Automação e Sistemas. Florianópolis, p. 227. 2012.

38 NATIONAL INSTRUMENTS. Disponível em: <<http://www.ni.com/pxi/whatis/>>. Acesso em: 2014 Julho 28.

39 NATIONAL INSTRUMENTS. Disponível em: <<http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/en/nid/1604>>. Acesso em: 2014 Julho 28.

40 SHAH, R. K.; SKULIC, D. P. **Fundamentals of heat exchanger design**. Hoboken: John Wiley & Sons Inc., 2003.

41 AMERICAN SOCIETY OF HEATING , REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC. **2010 ASHRAE handbook: refrigeration**. Atlanta: [s.n.], 2010.

42 MARRIOT, L. W. **Control of a refrigeration compressor calorimeter for minimum testing time**. University of Michigan. Michigan. 1973.

43 BOYES, W. **Instrumentation Reference Book**. 3. ed. Burlington: Butterworth Heinemann, 2003.

44 ANKLIN, M.; DRAHM, W.; RIEDER, A. Coriolis mass flowmeters: Overview of the current state of the art and latest research. **Flow Measurement and Instrumentation**, Philadelphia, v. 17, p. 317 - 323, Dezembro 2006.

45 UPP, E. L.; LANASA, P. J. **Fluid Flow Measurement - A Practical Guide to Accurate Flow Measurement**. 2. ed. Woburn: Butterworth-Heinemann, 2002.

46 EMERSON PROCESS MANAGEMENT. Disponível em: <http://www3.emersonprocess.com/micromotion/tutor/portuguese/29.1_flowoprinccurvtubesignngen.html>. Acesso em: 15 Julho 2014.

47 CUNNINGHAM, T.; STACK, C.; CONNOR, C. **Using Structural Integrity Meter Verification to Verify Coriolis Flowmeters**. MICRO MOTION WHITE PAPER. [S.l.]: [s.n.]. 2007.

48 BAKER, R. C. **An introductory guide to flow measurement**. New York: ASME - American Society of Mechanical Engineers, 2003.

49 ÇENGEL, Y. A. **Heat and mass transfe**: A practical approach. [S.l.]: McGraw-Hill, 2007.

50 BARTLETT, D. A. AIP - American Institute of Physics. Disponível em: <<http://www.aip.org/tip/INPHFA/vol-2/iss-4/p18.pdf>>. Acesso em: 16 Julho 2014.

51 DEWITT, D. P.; INCROPERA, F. P. **Fundamentals of heat and mass transfer**. 2. ed. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1981.

52 SHANAHAN, K. L. A systematic error in mass flow calorimetry demonstrated. **Thermochimica Acta**, Aiken, v. 2, p. 95 - 100, Maio 2002.

53 LEMMON, E. W.; HUBER, M. L.; MCLINDEN, M. O. **REFPROP version 8.0: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database**. [S.l.]. 2007.

54 MICROMOTION. Emerson Process Management. Disponível em: <<http://www2.emersonprocess.com/en-us/brands/micromotion/pages/coriolis-flow-density-measurement.aspx>>. Acesso em: 2014 Julho 28.

55 DUNPHY, K. **Why Micro Motion ® Water Calibrations**. MICRO MOTION WHITE PAPER. [S.l.]: [s.n.]. 2002.

56 ENGEL, R. **Water Density Determination in High-Accuracy Flowmeter Calibration - Measurement Uncertainties and Practical Aspects**. 15th Flow Measurement Conference (FLOMEKO). Taipei, Taiwan: [s.n.]. 2010. p. 13 - 15.

57 CHEONG, K.-H. et al. **A New Calibration Facility for Small Flow of Hydrocarbon Liquid**. 15th Flow Measurement Conference (FLOMEKO). Taipei, Taiwan: [s.n.]. 2010.

58 NETO, M. A. M.; BARBOSA JR, J. R. **Departure Function-Based Method to Determine the Effect of the Oil Circulation Ratio on the Performance of Vapor Compression Refrigeration Systems**. International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue. West Lafayette: [s.n.]. 2012.

59 RAMAKRISHNAN, A.; HRNJAK, P. S. **Oil Retention and Pressure Drop of R134a, R1234yf and R410A with POE 100 in Suction Lines**. International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue. West Lafayette: [s.n.]. 2012.

60 DANFOSS. Disponível em: <<http://www.danfoss.com/Asean/Products/Categories/Group/RA/Line-Components/Line-Components-Commercial-Refrigeration/OUB-oil-separators/1b33b6d6-c340-44e1-a2ee-04fe7f595226.html>>. Visitado em 03/06 - 21:08>. Acesso em: 15 Julho 2014.

61 ESK SHULTZE. Disponível em: <<http://www.esk-schultze.de/2012/Produktgruppe.php?Code=OS&p=2&la=en>>. Acesso em: 2014 Julho 28.

62 EMERSON PROCESS MANAGEMENT. Disponível em: <<http://www2.emersonprocess.com/siteadmincenter/PM%20Micro%20Motion%20Documents/ELITE-PDS-ENG-PS-00374.pdf>>. Acesso em: 16 Julho 2014.

63 ENZ, S.; THOMSEN, J. J.; NEUMEYER, S. Experimental investigation of zero phase shift effects for Coriolis flowmeters due to pipe imperfections. **Flow Measurement and Instrumentation**, v. 22, p. 1 - 9, 2011.

64 WANG, L.-J. et al. **Experimental Investigation on Zero Drift Effect in Coriolis Mass Flowmeters**. 15th Flow Measurement Conference (FLOMEKO). Taipei, Taiwan: [s.n.]. 2010.

65 MINITAB INC. **Minitab 16**. [S.l.]. 2013.

66 ZHANG, T. et al. **Stability Analysis of Heat Exchanger Dynamics**. American Control Conference. St. Louis: [s.n.]. 2009. p. 3656 - 3661.